UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

ESTUDI I DISSENY DEL CONJUNT RODA I DEL SISTEMA DE FRENAT D'UN FORMULA STUDENT

Memòria

Autor: Virgili Martí Ballester
Director: Ruben Arroyo Gonzalez

Convocatòria: Maig 2018

Resum

Aquest treball s'ha dut a terme com a part del projecte universitari Formula Student, que consisteix en el disseny i la construcció d'un monoplaça de competició per part d'estudiants universitaris. En aquest cas concret s'ha fet dins l'equip e-Tech Racing, pertanyent a l'Escola d'Enginyeria de Barcelona Est.

Com a part del departament de suspensió d'aquest equip, i en el context de les necessitats sorgides envers la temporada 2017-2018, el treball es centra en el procés de disseny, dimensionat i validació del conjunt roda i sistema de frenat.

Més enllà del repte que suposa un treball d'aquest caire, el fet de desenvolupar-se en un entorn d'alta competició suposa una dificultat afegida. A part d'aspectes essencials en qualsevol vehicle, com poden ser la funcionalitat, fiabilitat o seguretat, s'afegeixen els requeriments estructurals imposats per les altes forces generades en pneumàtics llisos, un bon rendiment tèrmic, l'optimització del pes i l'adaptació a geometries de suspensió d'alta precisió, així com l'estricte seguiment de la normativa imposada per la competició. En el cas d'aquesta última, amb l'afegit de canvis importants degut a la recent implementació d'una normativa únicament europea en substitució de la (fins ara normativa internacional) imposada per l'organització nord-americana FSAE.

Un altre aspecte important és la dificultat afegida aquesta nova temporada en reduir la mida de la llanta de 13" polzades a 10" polzades, canvi que proporciona una considerable reducció de pes i de les inèrcies generades per les rodes, però també disminueix considerablement l'espai disponible per incorporar els diversos elements que componen el sistema.

Resumen

Este trabajo se ha llevado a cabo como parte del proyecto universitario Formula Student, que consiste en el diseño y construcción de un monoplaza de competición por parte de estudiantes universitarios. En este caso concreto se ha hecho dentro del equipo *e-Tech Racing*, de la Escuela de Ingeniería de Barcelona Este.

Como parte del departamento de suspensiones de este equipo, y con las necesidades surgidas respecto la temporada 2017-2018, el trabajo se centra en el proceso de diseño, dimensionado y validación del conjunto rueda y del sistema de frenado.

Más allá del reto que supone un trabajo de esta envergadura, el hecho de desarrollarse en un entorno de alta competición supone una dificultad añadida. A parte de los aspectos esenciales en cualquier tipo de vehículo, como puede ser la funcionalidad, fiabilidad o seguridad, se añaden los requisitos estructurales impuestos por las grandes fuerzas generadas por los neumáticos lisos, un buen rendimiento térmico, la optimización del peso y la adaptación a geometrías de suspensión de alta precisión, así como un riguroso cumplimiento de la normativa impuesta por la competición. En el caso de esta última, con el añadido de cambios importantes debido a la reciente implantación de la normativa únicamente europea, en sustitución de la impuesta por la organización norte americana FSAE.

Otro aspecto importante es la dificultad añadida de esta nueva temporada de reducir el tamaño de la llanta de 13 pulgadas a 10 pulgadas, un cambio que proporciona una considerable reducción de peso i de las inercias del vehículo, pero tambien reduce considerablemente el espacio disponible para incorporar los diferentes elementos del sistema.

Abstract

This work has been carried out as part of the Formula Student university project, which consists of the design and construction of a competition single-seater by university students. In this specific case, it has been done within the *e-Tech Racing*, Engineering of Barcelona East School's team.

As part of the suspension department of this team, with the needs arising from the 2017-2018 season, the work focuses on the design process, sizing and validation of the wheel assembly and the brake system.

Beyond the challenge of a job of this magnitude, the fact of developing in a highly competitive environment is an added difficulty. In addition to the essential aspects in any type of vehicle, such as functionality, reliability or safety, the structural requirements imposed by the enormous loads generated by slick tires, good thermal performance, weight optimization and adaptation are added to the high suspension geometries, as well as rigorous compliance with the rules imposed by the competition. In the case of the last, with the addition of important changes due to the recent implementation of the only European regulations, replacing the tax by the American organization FSAE.

Another important aspect is the added difficulty of this new season of reducing the size of the tire from 13 inches to 10 inches, a change that provides reduction in weight and inertia of the vehicle, but also reduces considerably the space available to incorporate the different elements of the system.

Agraïments

Voldria fer un agraïment especial als meus predecessors del departament de Frens i Rodes de l'equip e-Tech Racing, Albert Parera i Guillem Rodríguez. Ells em van transmetre tot el que sabien sobre la matèria, donant lloc a un bon traspàs de coneixements i permetent doncs que l'equip avanci en matèria de coneixements i any rere any es pugui desenvolupar un monoplaça cada vegada més complex i competitiu.

També cal remarcar la feina feta per en Marc Colomè Bessón, el meu company de departament, i els coneixements que he pogut adquirir treballant al seu costat, ja que alguns components del sistema com és la boixa ha estat fruït del treball en equip i altres com el disseny de la llanta pròpia ha estat cosa seva. També agrair-li la valentia i l'empenta que ha aportat al departament i a l'equip, contagiant la confiança que hem de tenir en els nostres dissenys quan estan ben estudiats i simulats, per arriscats i innovadors que siguin.

Finalment agrair a tots els companys de l'equip pel bon ambient i les ganes d'aprendre i de millorar com a enginyers, en especial als companys de suspensió, amb els que he treballat molt conjuntament tota la temporada.

Índex de figures

FIG 1. FORMULA STUDENT SPAIN 2017 16
FIG 2. WILL-E DURANT UN TEST....17
FIG 3. EV-A DURANT L'ENDURANCE A FSS 2016 18
FIG 4. STEV-E AL PRIMER TEST 19
FIG 5. CAD DEL MONOPLAÇA ETR04 [IMATGE D'AUTOR]....20
FIG 6. FIG. RODA DE L'EQUIP RUNNING SNAIL L'ANY 2014 26
FIG 7. FIG. RODA DE L'EQUIP GREENTEAM L'ANY 2016....26
FIG 8. FIG. RODA DE L'EQUIP URE EINDHOVEN L'ANY 2017 27
FIG 9. CONJUNT SENSE NUCLI [IMATGE D'AUTOR] 29
FIG 10. BOIXA CONVENCIONAL 31
FIG 11. BOIXA F1....31
FIG 12. FIG. PRIMERA ITERACIÓ DE LA BOIXA DEL ETR04 [IMATGE D'AUTOR] 33
FIG 13. VISTA SECCIÓ BOIXA ANTERIOR ETR04 [IMATGE D'AUTOR]....33
FIG 14. VISTA SUPERIOR DEL CONJUNT RODA ANTERIOR DEL ETR04 [IMATGE D'AUTOR]....34
FIG 15. VISTA DE SECCIÓ LATERAL DEL CONJUNT RODA DEL ETR04 [IMATGE D'AUTOR] 35
FIG 16. TAPA DE LA BOIXA ANTERIOR DEL ETR04 [IMATGE D'AUTOR] 36
FIG 17. ALLOTJAMENT DE LA JUNTA TRIPOD DEL STEV-E [IMATGE D'AUTOR] 37
FIG 18. ENSAMBLATGE DE LA BOIXA POSTERIOR AMB EL DISC I LA PINÇA DE FRE [IMATGE D'AUTOR]....38
FIG 19. PARTS DE LA LLANTA EXTERIOR COLLADES [IMATGE D'AUTOR]....39
FIG 20. BOIXA POSTERIOR DEL ETR04 AMB CARGOLS D'UNIÓ [IMATGED'AUTOR] 39
FIG 21. BOIXA ENSAMBLADA AMB LA LLANTA [IMATGE D'AUTOR] 39
FIG 22. TAPA DE LA BOIXA POSTERIOR DEL ETR04 [IMATGE D'AUTOR] 40
FIG 23. ALLOTJAMENT DE LA JUNTA TRIPOD DEL STEV-E [IMATGE D'AUTOR] 41
FIG 24. ALLOTJAMENT DE LA JUNTA TRIPOD DEL EV-A [IMATGE D'AUTOR]....41
FIG 25. IMATGE ILUSTRATIVA DE LES DIFERENTS GEOMETRIES DELS PUNTS DE SUSPENSIÓ 42
FIG 26. VISTA FRONTAL DEL CONJUNT RODA ANTERIOR AMB GEOMETRIA MARCADA [IMATGE D'AUTOR] 43
FIG 27. VISTA DE SECCIÓ DEL CONJUNT RODA ANTERIOR AMB GEOMETRIA MARCADA [IMATGE D'AUTOR]....43
FIG 28. IMATGE DE LA PINÇA DE FRE ANTERIOR ENSAMBLADA A LA MANGUETA [IMATGE D'AUTOR] 44
FIG 29. IMATGE DEL SUPORT SUPERIOR DEL CONJUNT ANTERIOR ENSAMBLAT [IMATGE D'AUTOR]....45
FIG 30. VISTA DE SECCIÓ DEL CONJUNT RODA POSTERIOR AMB GEOMETRIA MARCADA [IMATGE D'AUTOR]....46
FIG 31. VISTA FRONTAL DEL CONJUNT RODA POSTERIOR AMB GEOMETRÍA [IMATGE D'AUTOR]....46
FIG 32. VISTA DE SECCIÓ DEL SUPORT SUPERIOR POSTERIOR [IMATGE D'AUTOR]....47
FIG 33. VISTA DEL SUPORT SUPERIOR POSTERIOR AMB PESTANYA [IMATGE D'AUTOR]....47
FIG 34. PLAQUETA PER AJUSTAR CAIGUDA DEL CONJUNT POSTERIOR [IMATGE D'AUTOR]....48
FIG 35. PLAQUETA PER AJUSTAR CAIGUDA DEL CONJUNT POSTERIOR [IMATGE D'AUTOR] 48
FIG 36. FIGURA ILUSTRATIVA DELS DIFERENTS COMPOSTOS EN FUNCIÓ DELS ANYS 53
FIG 37. L'AMIANT TÉ EFECTES NOCIUS PER LA SALUT....54
FIG 38. PASTILLES DE FRE SEMI METÀL·LIQUES 55
FIG 39. PASTILLA DE FRE NAOS 56
FIG 40. PASTILLES DE FRE DE CARBONI 58

FIG 41. INCANDERSCÈNCIA GENERADA PER LA TRANSFORMACIÓ D'ENERGIA 59
FIG 42. ESQUEMA DE LA BALANCE BAR, TILTON 60
FIG 43. ESQUEMA DE FUNCIONAMENT D'UNA PINÇA FLOTANT 61
FIG 44. VISTA LATERAL DEL ETR04 AMB ILUSTRACIÓ DE CÀRREGUES EN ESTÀTIC [IMATGE D'AUTOR] 63
FIG 45. VISTA LATERAL DEL ETR04 AMB ILUSTRACIÓ DE CÀRREGUES DURANT LA FRENADA [IMATGE D'AUTOR] 65
FIG 46. DISC DE FRE D'ACER 67
FIG 47. DISCS DE FRE DE FIBRA DE CARBONI 67
FIG 48. VISTA FRONTAL DEL CONJUNT RODA POSTERIOR [IMATGE D'AUTOR] 68
FIG 49. VISTA FRONTAL DEL CONJUNT RODA ANTERIOR [IMATGE D'AUTOR] 68
FIG 50. ENSAMBLATGE DE LA BOIXA I DISC ANTERIOR [IMATGE D'AUTOR] 69
FIG 51. VISTA DE SECCIÓ DE LA PINÇA DE FRE POSTERIOR [IMATGE D'AUTOR] 69
FIG 52. VISTA DE SECCIÓ DE LA PINÇA DE FRE ANTERIOR [IMATGE D'AUTOR] 69
FIG 53. COMPARACIÓ DELS GRUIXOS DELS DISCS DE FRE DEL ETR04 [IMATGE D'AUTOR] 70
FIG 54. PLÀNOL DE LA PINÇA ISR 22-048-OB 72
FIG 55. IMATGE DE LA PINÇA AJP PER MINIMOTO COMPARADA AMB EL CAD OBTINGUT MITJANÇANT ESCANEIG 3D [IMATGE D'AUTOR] 72
FIG 56. CAD DE LA PINÇA ISR 22.049-OC [IMATGE D'AUTOR] 73
FIG 57. PLÀNOL DE LA PINÇA ISR 22-049-OC 73
FIG 58. LÍQUID DE FRE RBF660 74
FIG 59. SIMULACIÓ DE LA MANGUETA JUNTAMENT AMB EL SUPORT, EN LA SITUACIÓ MÉS CRÍTICA [IMATGE D'AUTOR] 75
FIG 60.ISOSUPERFÍCIES DE TENSIONS DE LA SIMULACIÓ ANTERIOR [IMATGE D'AUTOR] 76
FIG 61. SIMULACIÓ DE LA BOIXA ANTERIOR EN GIR I FRENADA MÁXIMA [IMATGE D'AUTOR] 76
FIG 62. SIMULACIÓ DE LA BOIXA ANTERIOR A TORSIÓ PER FRENADA [IMATGE D'AUTOR] 77
FIG 63. SIMULACIÓ DE LA BOIXA ANTERIOR GIRANT [IMATGE D'AUTOR] 77
FIG 65. SIMULACIÓ DEL CONJUNT POSTERIOR ACCELERANT I GIRANT A LA ESQUERRA [IMATGE D'AUTOR] 78
FIG 64. SIMULACIÓ DEL CONJUNT POSTERIOR ACCELERANT I GIRANT A LA DRETA [IMATGE D'AUTOR] 78
FIG 66. SIMULACIÓ DE LA BOIXA POSTERIOR ACCELERANT I GIRANT DRETA [IMATGE D'AUTOR] 79
FIG 67. SIMULACIÓ DEL CONJUNT POSTERIOR FRENANT I GIRANT DRETA [IMATGE D'AUTOR] 79
FIG 68. SIMULACIÓ DE LA BOIXA POSTERIOR AMB TORSIÓ DE FRENADA [IMATGE D'AUTOR] 80
FIG 69. SIMULACIÓ DE LA BOIXA POSTERIOR FRENANT I GIRANT [IMATGE D'AUTOR] 80
FIG 70. MEDIAS DE SCHAEFFLER, CARACTERÍSTIQUES 96
FIG 71. MEDIAS DE SCHAEFFLER ESPAI I CAPACITAT DE CÀRREGA 97
FIG 72. MEDIAS DE SCHAEFFLER, COINCIDENCIES 97

Índex de taules

TAULA 1. PRIMERA ITERACIÓ DEL REPARTIMENT DE FRENAT 82
TAULA 2. CÀLCUL DEL PARELLS GENERATS SEGONS ELS COMPONENTS FINALS 83
TAULA 3. COST DELS COMPONENTS COMERCIALS 87
TAULA 4. COST COMPONENTS MECANITZATS O A MIDA 88
TAULA 5. COST HORES ENGINYERIA 89
TAULA 6. COSTOS DE SOFTWARE 89
TAULA 7. FORCES GENERADES AL PNEUMÀTIC POSTERIOR ACCELERANT I EN ESTÀTIC 98
TAULA 8. . FORCES GENERADES AL PNEUMÀTIC ANTERIOR EN FRENADA I ESTÀTIC 98
TAULA 9. FORCES GENERADES AL PNEUMÀTIC EN SITUACIÓ COMBINADA A L'EIX ANTERIOR 98
TAULA 10. FORCES GENERADES AL PNEUMÀTIC EN SITUACIÓ COMBINADA A L'EIX ANTERIOR 99
TAULA 11. FORCES APLICADES ALS PUNTS ANTERIORS ESQUERRES AL ACCELERAR I GIRAR 100
TAULA 12. FORCES APLICADES ALS PUNTS ANTERIORS DRETS AL ACCELERAR I GIRAR 101
TAULA 13. FORCES APLICADES ALS PUNTS POSTERIORS ESQUERRES AL ACCELERAR I GIRAR 101
TAULA 14. FORCES APLICADES ALS PUNTS POSTERIORS DRETS AL ACCELERAR I GIRAR 102
TAULA 15. FORCES APLICADES ALS PUNTS ANTERIORS ESQUERRES AL FRENAR I GIRAR 102
TAULA 16. FORCES APLICADES ALS PUNTS ANTERIORS DRETS AL FRENAR I GIRAR 103
TAULA 17. FORCES APLICADES ALS PUNTS POSTERIORS ESQUERRES AL FRENAR I GIRAR 103
TAULA 18. . FORCES APLICADES ALS PUNTS POSTERIORS DRETS AL FRENAR I GIRAR 104

Índex

RESUM I

RESUMEN II

ABSTRACT III

AGRAÏMENTS IV

ÍNDEX DE FIGURES V

ÍNDEX DE TAULES VII

1. PREFACI 13

1.2. Origen del treball 13

1.3. Motivació 13

2. INTRODUCCIÓ 14

2.1. Objectius del treball 14

2.2. Abast del treball 14

3. FORMULA STUDENT 16

4. MONOPLACES DE L'EQUIP E-TECH RACING 17

4.1. Will-e 17

4.2. EV-A 18

4.3. Stev-e 19

4.4. eTR-04 20

5. NORMATIVA APLICABLE 21

5.1. Normativa referent a cargolaria 21

5.2. Normativa referent al sistema de frenat 23

6. DESCRIPCIÓ DEL CONJUNT RODA 24

6.1. Elecció de la mida de la roda 25

6.2. Conceptualització del conjunt roda 26

1. Conjunt roda sense nucli 28

2. Conjunt roda convencional amb nucli propi 29

29
3. Conjunt amb nucli-boixa units 30

7. BOIXA ____ 31

7.1. Introducció de la boixa 31
7.2. Requeriments 32
7.3. Disseny de la boixa anterior 33
7.4. Disseny de la tapa de la boixa 35
7.5. Disseny de la boixa posterior 37
7.6. Unió entre boixa llanta 39
7.7. Disseny de la tapa de la boixa posterior 40
7.8. Disseny de l'allotjament de la junta *tripod* 41

8. MANGUETA ____ 42

8.1. Introducció de les manguetes 42
8.2. Requeriments 42
8.3. Disseny de la mangueta anterior 43
8.4. Disseny del suport superior de la mangueta anterior 45
8.5. Disseny mangueta posterior 46
8.6. Disseny del suport superior de la mangueta posterior 47
8.7. Plaques per ajustar la caiguda 48

9. SISTEMA DE FRENS ____ 49

10. CÀLCUL DEL REPARTIMENT DE FRENAT NECESSARI ____ 50

10.1. Càlcul de la força de fregament 51
8.1.1. Contacte real de la superfície de fricció 51
8.1.2. càlcul de la fricció segons un model d'asperitat 52
8.1.3. Requeriments funcionals dels materials de fricció actuals 52
10.2. Compostos de les pastilles de fre 53
8.2.1. Pastilles de fre d'amiant 54
8.2.2. Pastilles de fre semi-metàl·liques 55
8.2.3. Pastilles de fre orgàniques sense amiant (*Non-Abestos Organic*, NAOs) 56
8.2.4. Pastilles de fre metàl·liques 57
8.2.5. Pastilles de fre de carboni 58
8.3. Càlcul del parell generat pel sistema de fre de disc 59
8.4. Càlcul de la força generada pel sistema hidràulic 60
10.3. Forces que actuen durant la frenada 62

11. DISC DE FRE 66

11.1. Materials pel disc de fre 66

9.1.1. Disc de fre d'alumini 66

9.1.2. Disc de fre ce carboni 67

9.1.3. Disc de fre d'acer 67

11.2. Disseny del disc de fre 68

12. SELECCIÓ DE LES PINCES DE FRE 71

13. SELECCIÓ DEL LÍQUID DE FRE 74

14. CÀLCULS 75

14.1. Simulacions MEF 75

12.1.1. Simulacions del conjunt anterior 75

12.1.2. Simulacions del conjunt posterior 78

14.2. Càlcul del sistema de frenat 81

12.2.1. Funcionament del full *excel* 81

15. ANÀLISI DE L'IMPACTE AMBIENTAL 84

15.1. Fabricació 84

13.1.1. Obtenció de matèria prima 84

13.1.2. Mecanització 84

15.2. Vida útil 85

15.3. Tractament de residus 85

CONCLUSIONS 86

Components comercials 87

Costos mecanitzats i fabricació a mida 87

Costos d'enginyeria 88

Costos de *Software* 89

Cost total 89

BIBLIOGRAFIA 91

Bibliografia de fotografies 92

ANNEX A. DIMENSIONAT DELS RODAMENTS 94

A1. Caracterització de les càrregues aplicades als rodaments 94

A2. Selecció dels rodaments 96

ANNEX B. CONDICIONS DE CONTORN PER LES SIMULACIONS 98

B1. Forces a aplicar 98
B1.1. Forces combinades accelerant i girant a la dreta 100
B1.2. Forces combinades frenant i girant a la dreta 102

ANNEX C. BLOCS DE DADES DELS COMPONENTS COMERCIALS _____ 105

C1. Rodaments 105
C1.1. INA FAG 61910-2RSR 105
C1.2. INA FAG 61911-2RSR 106
C1.3. INA FAG 61815-2RSR-Y 107
C1.4. INA FAG 61816-2RSR-Y 108
C2. Pinces de fre 109
C2.1. ISR 22-048-OB 109
C2.2. ISR 22-049-OC/OD 110
C3. Bombes de fre 111
C3.1. AP Racing 7855-91PRTE/ 7855-92PRTE 111
C4. Balance bar 113
C4.1. Tilton 72-250 113
C4. Líquid hidràulic per frens 115
C4.1. Motul RBF600 115
C5. Característiques dels materials emprats 117
C5.1. Alumini 7075-T6 117
C5.2. Acer PKT-117 119

1. Prefaci

1.2. Origen del treball

Aquest treball troba el seu origen en tota la feina realitzada a l'equip de Formula Student de l'EEBE, e-Tech Racing, sobre el conjunt roda i sistema de frenat.

Després de dues temporades com a responsable del conjunt roda i del sistema de frenat, es va considerar apropiat utilitzar tota la informació i coneixements que s'havien recol·lectat i la feina de disseny d'aquesta temporada per a fer el treball de fi de grau.

1.3. Motivació

Des de ben petit, l'autor del treball ha estat un apassionat del món de l'enginyeria en una amplia varietats de camps, sigui l'automobilisme, motociclisme, nàutica, aeronàutica, civil, etc. Però amb el pas dels anys, aquest interès s'ha anat concentrant en el món de l'automobilisme i en concret del *motorsport,* on només hi ha cabuda a tots aquells elements que millorin el temps (per volta) o la seguretat.

Més endavant la gran motivació va venir a través de la *Formula Student*, competició on els joves enginyers poden materialitzar i competir amb les seves creacions. Competició on l'únic limitant són els propis estudiants, arribant a crear vehicles amb una complexitat i innovació dignes de la Formula 1.

2. Introducció

En aquest apartat es defineixen breument els objectius i l'abast del treball.

2.1. Objectius del treball

L'objectiu del treball és dissenyar i dimensionar el conjunt roda i el sistema de frenat, des d'un punt de vista enginyeril, que sigui capaç de complir tots els requeriments necessaris, funcionals com normatius i alhora mantenir el pes més ajustat possible.

Un altre objectiu d'aquest treball és crear una eina per a que les futures generacions de l'equip l'utilitzin com a guia i puguin entendre el perquè de les solucions trobades anteriorment i fer una valoració pròpia de si les decisions preses eren correctes o equivocades, evitant així cometre dos cops el mateix error.

2.2. Abast del treball

L'abast del projecte de estudi i dimensionat del conjunt roda i sistema de frenat, des d'un punt de vista enginyeril, seria:

-Estudi i selecció del concepte: abans de començar a dissenyar cal fer un estudi dels diferents sistemes que es poden aplicar i seleccionar allò que es considera millor, a traves d'un criteri enginyeril. Aquest procés no només s'executa a l'inici, sinó que és un procés cíclic d'iteracions.

-Càlculs de sol·licitacions: S'ha de saber quina funció tenen i a quina classe d'esforços estan sotmesos els elements a estudiar.

-Disseny en 3D de les peces a tractar: per tal de poder crear peces que han de formar part d'un conjunt com és un monoplaça, l'ús d'eines de disseny 3D com són les eines de CAD, les quals permeten visualitzar molt clarament la geometria que tindrà tot un cop fabricat i les interferències que hi haurà entre components quan aquests s'acoblin.

Aquestes eines permeten iterar molt ràpidament i amb un cost molt reduït.

-Càlcul numèric: Mitjançant formules i teoremes es calcularà teòricament la resistència dels elements del conjunt.

-Validació de tensions i deformacions mitjançant software MEF: La manera més ràpida i senzilla de mirar la resistència dels diferents components és mitjançant l'ús d'eines d'elements finits.

-Viabilitat de fabricació de les peces del disseny propi.

-Elaboració de plànols.

-Aplicació de coneixements.

Des d'un punt de vista menys tècnic i més professional:

-Capacitat de pressa de decisions.

-Responsabilitat.

-Treball en equip.

-Capacitat de resoldre conflictes en el mínim temps possible.

3. Formula Student

La *Formula Student* és una de les competicions d'enginyeria estudiantil més importants arreu del món. Va néixer als EUA al 1981 amb la primera competició celebrada a Austin, Texas, de la mà de la *Society of Automotive Engineers*, SAE, i va ser exportada a Europa de la mà de la *Motor Industry Research Association* (MIRA) al 1998.

L'objectiu d'aquesta no és altre que donar l'oportunitat a estudiants d'enginyeria d'expandir la seva formació, enfrontant-los a un problema de magnitud real i posar-los en contacte amb personalitats que provenen d'àmbits professionals, com per exemple totes les empreses que donen suport a cada equip.

La tasca que es dona als participants és la de dissenyar i fabricar un monoplaça de competició per, posteriorment, competir en esdeveniments a nivell europeu i mundial sota una normativa comuna. En aquestes competicions es jutja tant el coneixement de l'equip, en les proves estàtiques, com el rendiment del vehicle, amb les proves dinàmiques. A més, cal puntualitzar que existeixen tres categories: combustió, elèctric i *driverless* (creada per primer cop al 2017).

L'èxit de la competició es veu clarament contrastat pel nombre d'equips participants i esdeveniments organitzats arreu del món. Actualment existeixen més de 600 equips.

Fig 1. Formula Student Spain 2017

4. Monoplaces de l'equip e-Tech Racing

Aquest equip és relativament jove en comparació als demés equips que estan al més alt nivell i dels que algun dia volem igualar o inclús superar. Però precisament aquest motiu es el causant de l'esperit innovador i treballador d'aquest equip.

4.1. Will-e

Will-e va ser el segon monoplaça dissenyat per l'equip *e-Tech Racing*, amb una importància abismal dins la petita història d'aquest equip ja que va ser el primer completament funcional, arribant a competir a Formula Student Spain 2015.

Monoplaça propulsat per dos motors elèctrics a la part posterior, incorporant un diferencial electrònic per millorar el pas per corba. Destacar un sistema de refrigeració per aigua del inversors i un conjunt de bateries amb disseny completament propi.

Incorporava també una sistema de suspensions de doble trapezi amb amortidors personalitzats completament ajustat a les necessitats del monoplaça i del circuit on competiria.

Fig 2. Will-e durant un test

4.2. EV-A

L'*ev-a* va ser el primer monoplaça que va poder competir a les proves dinàmiques de la competició de Formula Student Spain, ja que el monoplaça anterior, el *Will-e*, no va passar satisfactòriament la rigorosa inspecció tècnica realitzada prèviament a l'entrada a pista.

Com a diferencies significatives, aquest monoplaça era notablement més lleuger que el seu predecessor, gracies a un disseny mes refinat i un major estudi i coneixement dels diferents sistemes del monoplaça. També va ser d'ajuda la utilització de materials compostos com la fibra de carboni a diferents elements com els trapezis de suspensió, la carrosseria o els components aerodinàmics.

Fig 3. ev-a durant l'endurance a FSS 2016

4.3. Stev-e

El *Stev-e* , temporada 2016-2017, va ser el primer monoplaça de l'equip *e-Tech Racing* que va poder completar totes les proves dinàmiques de la competició de Formula Student Spain. No només això, també va ser el primer en competir internacionalment, participant al certamen de Formula Student *Czech Republic* i aconseguint la segona plaça en la prova de *Cost & Manufacturing*.

Amb la intenció de realitzar un disseny continuista on es pogués exprimir tota la evolució experimentada en l'anterior monoplaça es va començar a dissenyar *l'Stev-e*. Sorgint l'oportunitat de poder substituir els antics dos motors per uns de disseny totalment propi amb l'ajuda d'una empresa patrocinadora, el disseny es va adaptar a aquest canvi. En conseqüència es van incorporar nous inversors capaços d'extreure el màxim rendiment als nous motors. Per altra banda, un canvi significatiu va ser la introducció d'un aleró posterior, completant el conjunt aerodinàmic.

La reducció de pes no va ser la esperada, però si es va aconseguir una millora significativa en la fiabilitat i el comportament dinàmic del cotxe.

Fig 4. stev-e al primer test

4.4. eTR-04

Aquest monoplaça està actualment en fase de fabricació i el nom encara no està definit. L'objectiu principal d'aquest cotxe, des del punt de vista enginyeril, és introduir una sèrie de canvis que permetin apropar l'equip *e-Tech Racing* al primer nivell mundial.

Aquests canvis tècnics comencen per la incorporació d'un monocasc de fibra de carboni per tal de reduir pes i millorar la rigidesa torsional. També s'ha redissenyat tot el conjunt aerodinàmic per tal d'aconseguir una millora en la dinàmica vehicular del monoplaça. Per altra banda, el canvi que més afecta al conjunt roda és la reducció a llanta de 10 i la utilització d'un compost de pneumàtic més tou proporcionant una adherència major.

La fabricació de llantes de fibra de carboni pròpies i un complex disseny de les boixes conclouen la sèrie de canvis incorporats per la temporada 2017-2018. Aquests darrers canvis, al influir directament en el conjunt roda del monoplaça, s'explicaran amb més detall en aquesta memòria.

Fig 5. CAD del monoplaça eTR04 [imatge d'autor]

5. Normativa aplicable

Aquest treball té per objectiu realitzar l'estudi i el disseny del conjunt roda i del sistema de frenat d'un monoplaça que participarà a diferents competicions de *Formula Student*, per aquesta raó aquest vehicle no ha de seguir una normativa europea aplicable a vehicles comercials. Com és lògic tractant-se d'una competició per a estudiants d'enginyeria, si que hi ha una normativa específica estricta, amb la finalitat de fer els monoplaces segurs i acostumar als futurs enginyers a desenvolupar els seus dissenys dins d'unes regulacions com les que es trobarà en un futur a la seva vida laboral.

La normativa que regeix actualment les competicions europees de Formula Student és la normativa de *Formula Student Germany*, que des de fa un any té normativa pròpia diferenciant-se de la normativa que regia des dels inicis de *Formula Student*, la normativa FSAE dels Estats Units d'Amèrica.

La normativa és relativament extensa, consta d'unes 130 pàgines, per això no es creu convenient centrar-se en excés en aquesta. Però si que és necessari esmentar els diferents punts que condicionen aquest treball.

5.1. Normativa referent a cargolaria

Aquest apartat fa referència a les especificacions requerides pels sistemes de fixació denominats com crítics.

-Els sistemes de fixació crítics (*critical fasteners*) es defineixen com els cargols, femelles i altres sistemes de fixació emprats en l'estructura primària, el sistemes de direcció, suspensió i frens, així com el sistema de retenció del pilot.

-Tots els *critical fasteners* roscats han de complir o superar l'especificació mètrica 8.8 o equivalent.

-Tots els *critical fasteners* han de ser de tipus cargol hexagonal (DIN 933, DIN 931) o allen (DIN 912, DIN 7984) incloses les versions de pas fi.

-Els cargols es poden escurçar en longitud.

Aquest apartat, continuació de l'anterior, s'especifiquen els sistemes permesos i necessaris per assegurar les fixacions emprades.

-Tots els *critical fasteners* han de ser assegurats contra l'afluixament inintencionat mitjançant l'ús de mecanismes de bloqueig positiu (*positive locking*).

-Els següents mecanismes estan acceptats com mecanismes de bloqueig positiu:

-*Safety wiring* correctament instal·lat.

-Passador d'aletes (*cotter pin*).

-Femelles autoblocants de nylon (DIN 980, DIN 6925, ISO 7042 o equivalent, i *jet* o *K-nuts*).

-Placa de bloqueig (*locking plate*).

-Volanderes de seguretat.

Qualsevol mecanisme basat en pretensiosament o adhesiu no està considerat com *positive locking*.

-Un mínim de dos filets han de sobresortir de qualsevol femella.

5.2. Normativa referent al sistema de frenat

El monoplaça que s'està dissenyant competirà en diferents competicions de *Formula Student*, per la qual cosa s'haurà de complir rigorosament la normativa. El nivell de serietat a les competicions de Formula Student és tal, que els primers dies només s'efectuen les inspeccions tècniques per tal de revisar que tot compleix normativa vigent i el monoplaça és apte per córrer.

Des de ja fa un any, *Formula Student Germany* crea la seva pròpia normativa, separant-se de FSAE (versió americana) i la majoria de competicions europees segueixen FSG.

Respecte el sistema de frenat, la normativa diu:

El vehicle ha d'estar equipat d'un sistema de frenat que actuï a les 4 rodes i sigui accionat des de un sol punt.

El sistema de fre ha de contar amb dos circuits hidràulics independents, que en cas de fallida o fuga hidràulica, assegurin almenys la frenada en dues rodes. Cada circuit ha de comptar amb un dipòsit de reserva de líquid de fre.

Els sistemes de fre per cable estan prohibits, excepte a la categoria "*driverless"* (conducció autònoma).

Les línies hidràuliques sense armadura metàl·lica estan prohibides.

El sistema de fre ha d'estar protegit en cas de fallida en la transmissió.

En la vista lateral del vehicle, cap part del sistema de frenat que estigui muntada a massa suspesa (tot allò que està suspès per la suspensió) no pot sobresortir per la part inferior del xassís.

El pedal de fre ha de ser capaç de suportar una força de 2KN sense cap fallida del sistema de fre o de la pedalaria. Això serà assajat per un oficial fent la màxima força.

El pedal de fre ha d'estar fabricat en acer o alumini, o mecanitzat de acer, alumini o titani.

6. Descripció del conjunt roda

El conjunt roda està format per tots els elements que uneixen la llanta amb el sistema de suspensió i direcció.

Aquests sistemes consten de:

- Boixa, element de revolució que gira solidari a la llanta en el qual s'hi munta el disc de fre.
- Disc de fre, placa circular que gira solidaria a la boixa i encarregada de absorbir l'energia cinètica mitjançant forces de fricció.
- Mangueta, element que està unit a la boixa a través de rodaments i als braços de suspensió i direcció. La mangueta es la que limita la orientació de la roda.
- Pinça de fre, sistema que va muntat a la mangueta i que mitjançant pressió hidràulica pressiona unes pastilles contra el disc, generant així una gran força de fricció i transformant l'energia cinètica en tèrmica.

Tot aquest conjunt està condicionat per la geometria de suspensió i direcció que intenten aprofitar el màxim possible les propietats del pneumàtic. Es per això que la geometria de la boixa i mangueta ha d'unir els punts de suspensió amb la llanta, evitant col·lisions en qualsevol situació i assegurant una bona resistència.

S'ha de tenir també present que tots els esforços que arriben al xassís passen a través del conjunt roda i per tant tenen unes sol·licitacions extraordinàries, i més encara considerant el tipus de vehicle que s'estudiarà.

6.1. Elecció de la mida de la roda

Aquest any s'ha decidit canviar a llanta de 10" ja que hi ha moltes avantatges i els factors limitant resideix en la dificultat d'encabir tots els sistemes sense colisionar entre ells .

Les avantatges que s'obtenen són:

- Reducció significativa de massa no suspesa, que suposa una millora molt més significativa que la mateixa reducció en massa suspesa.
- Reducció de les inèrcies, tan rotacional de la roda, com del monoplaça sencer (*yaw*).
- Més adherència del pneumàtic, hi ha una sèrie de pneumàtics per FS de llanta 10" que proporciona unes millors prestacions que els que hi ha en 13".

Els inconvenients que tenim són:

- Major dificultat de desenvolupament del conjunt roda, aquesta reducció de llanta dificulta el desenvolupament de un conjunt roda que permeti una bona geometria de suspensió i direcció sense interferències, degut al reduït espai que hi ha a l'interior.
- Pitjor refrigeració del sistema de frens, el flux d'aire que passa per l'interior de la roda refrigerant el disc es veu dràsticament disminuït per la reducció del diàmetre i la mateixa amplada. També afecta que la llanta tingui menys obertures .
- Cost monetari, el canvi de mida de llanta suposa la compra de nous jocs de pneumàtics i de llantes, tant per moll com per sec.

6.2. Conceptualització del conjunt roda

Un cop decidida la mida de la llanta, cal decidir quin concepte s'adequa mes a les necessitats del monoplaça. Partint de la decisió de la utilització de llanta exterior de fibra de carboni de disseny i producció pròpia, cal doncs estudiar les diferents opcions de mangueta, boixa i centre de la llanta. Considerant totes les sol·licitacions a les que estan sotmesos aquests elements.

És van plantejar els conceptes següents:

-Conjunt boixa-mangueta directament a l'exterior de la llanta, muntant la boixa per l'exterior i la mangueta per l'interior. Aquest es un sistema poc freqüent però presenta diferents avantatges que fan aquesta opció molt interesant.

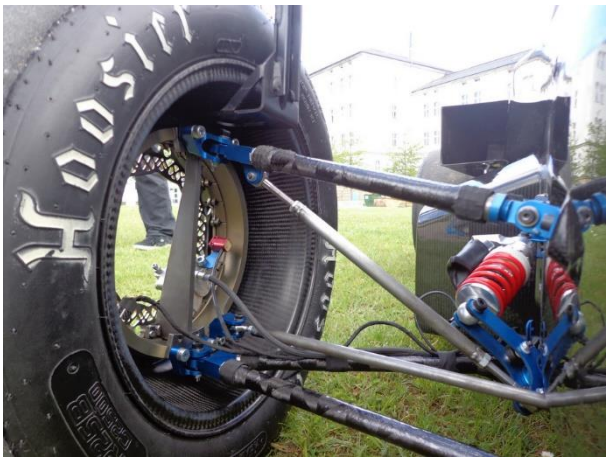


Fig 6. Fig. Roda de l'equip Running Snail l'any 2014

-Conjunt boixa mangueta en disposició convencional i elaboració pròpia del centre de la llanta. Cal dir que aquest sistema es molt utilitzat pels equips que elaboren les seves pròpies llantes.

Fig 7. Fig. Roda de l'equip Greenteam l'any 2016

-Conjunt roda en situació convencional, però amb la gran diferencia que la boixa i el centre de la llanta son una sola peça, millorant molt la resistència del conjunt respecte al sistema anterior, però empitjorant aspectes com el cost de fabricació i l'augment de temps en canviar de rodes.

Fig 8. Fig. Roda de l'equip URE Eindhoven l'any 2017

1. Conjunt roda sense nucli

Aquest sistema consisteix en dur la boixa directament a la llanta exterior i la mangueta per l'interior. Les avantatges de dur aquest conjunt són la bona refrigeració del disc de fre que s'obté gracies a dur el disc al descobert a la part mes externa del conjunt i la alta capacitat per resistir esforços ja que tots els elements estan el mes allunyats possible i com el moment a flexió es el mateix, a major distància, menor esforç.

Els inconvenients són l'elevat cost de fabricació, degut a les grans dimensions dels bruts a mecanitzar i el temps i dificultat de mecanitzat, ja que si es vol fer un disseny lleuger, serà necessari l'ús d'una fresa CNC de 5 eixos. Un altre inconvenient i el que per nosaltres ha estat més decisiu ha estat la reduïda mida del disc, que no pot fer-se mes gran perquè impossibilitaria l'assemblatge del conjunt. Aquest reduït diàmetre del disc, no només afecta a la capacitat de frenada, sinó que també impossibilita el muntatge d'una o varies pinces de fre comercials per assegurar una bona frenada.

Un altre inconvenient es que aquest sistema no es fàcilment compatible amb el conjunt posterior, ja que les rodes motrius del monoplaça eTR04 són les posteriors i aquestes alberguen un conjunt de transmissió de potència de tipus palier-tripod.

2. Conjunt roda convencional amb nucli propi

Aquest concepte de disseny es el més utilitzat entre aquells que opten per fabricar-se les seves pròpies llantes. Entre les seves avantatges s'hi el baix cost en bruts i el poc temps de canvi de llanta, característica interesant quan canvien les condicions meteorològiques (la normativa permet 10 min per canviar les 4 rodes).

Els aspectes negatius són la obstrucció del pas d'aire per l'interior de la llanta, cosa que dificulta la correcta refrigeració del sistema de frens. La resistència del conjunt es veu reduïda pel fet de tenir dues peces unides que suposen concentradors de tensions a considerar. Un altre aspecte negatiu es l'elevat pes del conjunt, que es veu incrementat per l'ús d'elements de fixació.

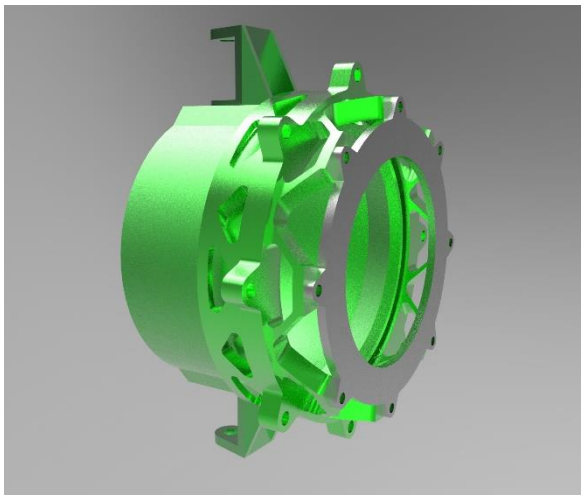


Fig 9. Conjunt sense nucli [Imatge d'autor]

3. Conjunt amb nucli-boixa units

Aquesta configuració consisteix en dur un conjunt boixa mangueta convencional, amb la singularitat que la boixa es propaga fins arribar a l'exterior de la llanta.

Les avantatges són la alta resistència del conjunt, sense unions en punts crítics. La bona circulació d'aire a través del conjunt roda. Un bon aprofitament de l'espai, provocat per una bona adaptació de la boixa pels requeriments de la pinça i el disc de fre.

Els principals inconvenients son l'elevat cost de fabricació de la boixa, degut a un brut base de dimensions considerables i un elevat temps de mecanitzat. Un altre inconvenient es el temps de canvi de la llanta.

Després de valorar tots els conceptes i les seves avantatges i inconvenients, s'ha decidit que per motius de lleugeresa, resistència i simplicitat la millor opció es la de boixa i nucli de llanta com a una sola peça.

7. Boixa

7.1. Introducció de la boixa

La boixa és l'element que connecta la roda amb la mangueta i conseqüentment amb la suspensió. És l'encarregada d'allotjar el disc de fre i transmetre a la mangueta tots els esforços generats pel pneumàtic.

Degut al tipus de sol·licitacions que pateix, la boixa pot presentar problemes de fatiga. És per això que els vehicles comercials utilitzen un eix fixe (rígid a la mangueta) i la boixa gira sobre aquest, millorant molt el tipus de sol·licitació i augmentant així la seva vida útil. Però en el cas de l'alta competició, és més important reduir significativament el pes del conjunt sacrificant una vida útil llarga, ja que en competició l'objectiu es resistir les proves i posteriorment es pot substituir per un component nou.

Pel que fa al tipus d'unió entre la boixa i la llanta, hi han moltes possibilitats i restriccions depenent de l'àmbit. Per exemple a la *NASCAR* és obligatori utilitzar 5 cargols per llanta, a la Formula1 s'utilitza mono rosca, als vehicles utilitaris oscil·la entre 4 i 6 cargols i a Formula Student tens total llibertat mentre es compleixi la normativa de cargols.

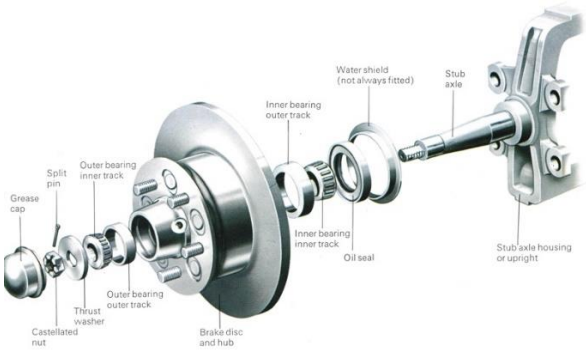


Fig 10. Boixa convencional

Fig 11. Boixa F1

7.2. Requeriments

La boixa ha de ser suficientment resistent per suportar totes les càrregues a les que estarà sotmesa durant les curses, les sol·licitacions a les que està sotmesa són:

-Al accelerar i frenar (torsió)

-Al girar (flexió)

-Compressió o extensió (Flexió)

Un gran canvi d'aquesta temporada és utilitzar un anell exterior en comptes d'una llanta convencional, i unir-la directament a la boixa mitjançant 6 cargols. Per tant la boixa ha de ser de dimensions bastant superiors als de unes boixes equivalents per a una llanta convencional.

Els factors limitant a l'hora de dissenyar les boixes, són:

-Els diàmetres interiors dels rodaments escollits.

-El diàmetre de la llanta en la unió amb la boixa per la part interior.

-El diàmetre al que es troben els cargols d'unió boixa/llanta.

-Posició del disc de fre, que està condicionada per la pinça de fre.

-Rang discret de *Offset* de la llanta, proporcionat pel fabricant.

-La geometria de suspensió.

A l'hora d'escollir els rodaments necessaris, caldrà estudiar les sol·licitacions a les que estan sotmesos. També cal considerar la facilitat en la instal·lació o substitució, l'ús d'útils o d'un manteniment complicat.

7.3. Disseny de la boixa anterior

Aquesta nova temporada, amb els canvis tècnics que presenta, la boixa ha de patir un gran canvi respecte les passades temporades. El canvi més significatiu es la reducció de la mida de la llanta i la unió entre aquestes. Per tant, es tot un repte encabir tots els elements del conjunt i alhora evitar col·lisions i ser capaç de resistir els esforços als que esta sotmesa.

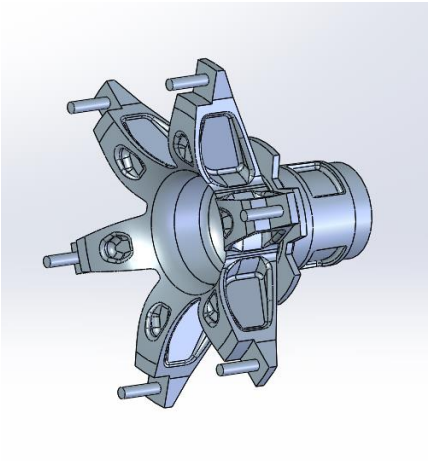


Fig 12. Fig. Primera iteració de la boixa del eTR04 [Imatge d'autor]

A partir de l'experiència que ha anat assolint l'equip al llarg de 4 temporades, s'ha comprovat que les boixes són dels elements amb majors sol·licitacions, però la que pateix el pitjor cicle de càrrega. És per això que un disseny simple amb el mínim nombre d'entalles i un diàmetre tan gran com sigui possible, és la millor opció per assegurar una llarga vida útil.

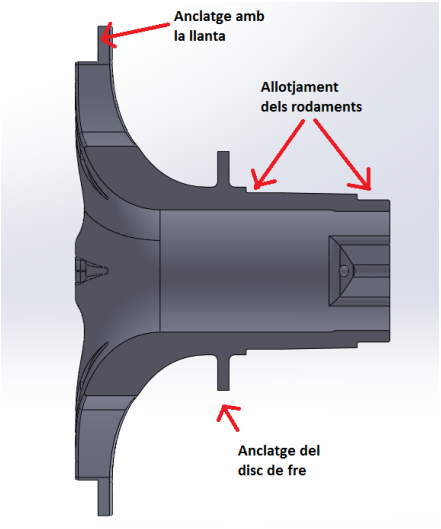


Fig 13. Vista secció boixa anterior eTR04 [Imatge d'autor]

Per dissenyar la boixa, s'han de tenir en consideració tots els elements que estan en contacte, directa o indirectament, i s'ha de treballar sempre observant el conjunt. Com es pot apreciar a la següent fotografia, la boixa i els cargols que aniran en ella, estan realment pròxims a la pinça de fre, i aquesta ha de tenir en compte la llanta, els bulons d'anclatge al disc i la mangueta. El disc alhora ha de dissenyar-se també en conjunt amb la boixa, ja que tot i tractar-se de dos peces diferents, van unides i treballen com una de sola.

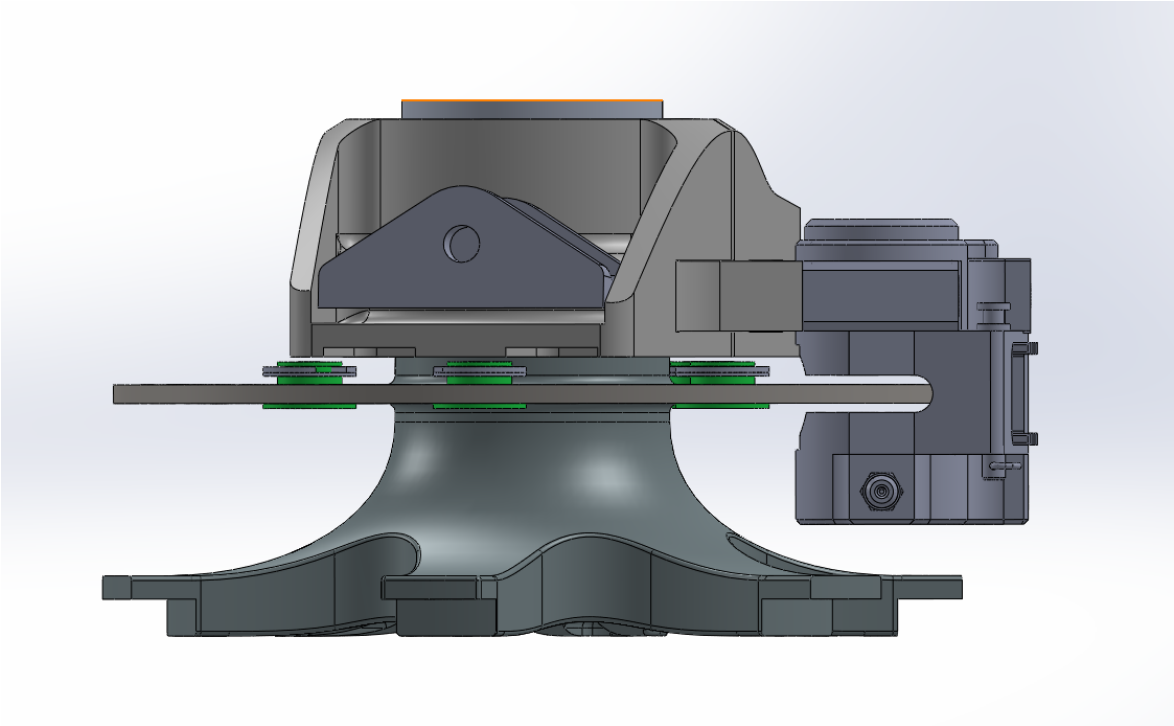


Fig 14. Vista superior del conjunt roda anterior del eTR04 [Imatge d'autor]

Per a poder fabricar la boixa anterior, es parteix d'un brut cilíndric d'alumini que caldrà tornejar-lo i després fresar-lo o directament, mecanitzar-lo en un centre de mecanitzat.

El pes d'aquest concepte es superior al de l'any passat, però s'ha de tenir en compte el pes de la llanta per a aquest disseny i el de la llanta convencional, el conjunt actual és molt més lleuger. El conjunt d'aquest any, format per una boixa de 760gr i una llanta de 1,5Kg la versió d'alumini i 800gr la de carboni, en comparació amb la boixa de 380gr de la passada temporada i la llanta de 3,4Kg significa una reducció de pes major de 1,5Kg per roda.

7.4. Disseny de la tapa de la boixa

Un cop decidits els rodaments i la seva disposició, cal assegurar que aquests treballin de manera adequada i no pateixin desplaçaments, es per això la necessitat d'afegir una tapa desmuntable, que un cop collada a la boixa, no permeti cap desplaçament entre boixa/rodaments o rodaments/mangueta.

Per assegurar que la tapa faci pressió sobre el lateral de la pista interior del rodament, s'ha dissenyat la pista del rodament a la boixa 0,50mm mes curta que el propi rodament.

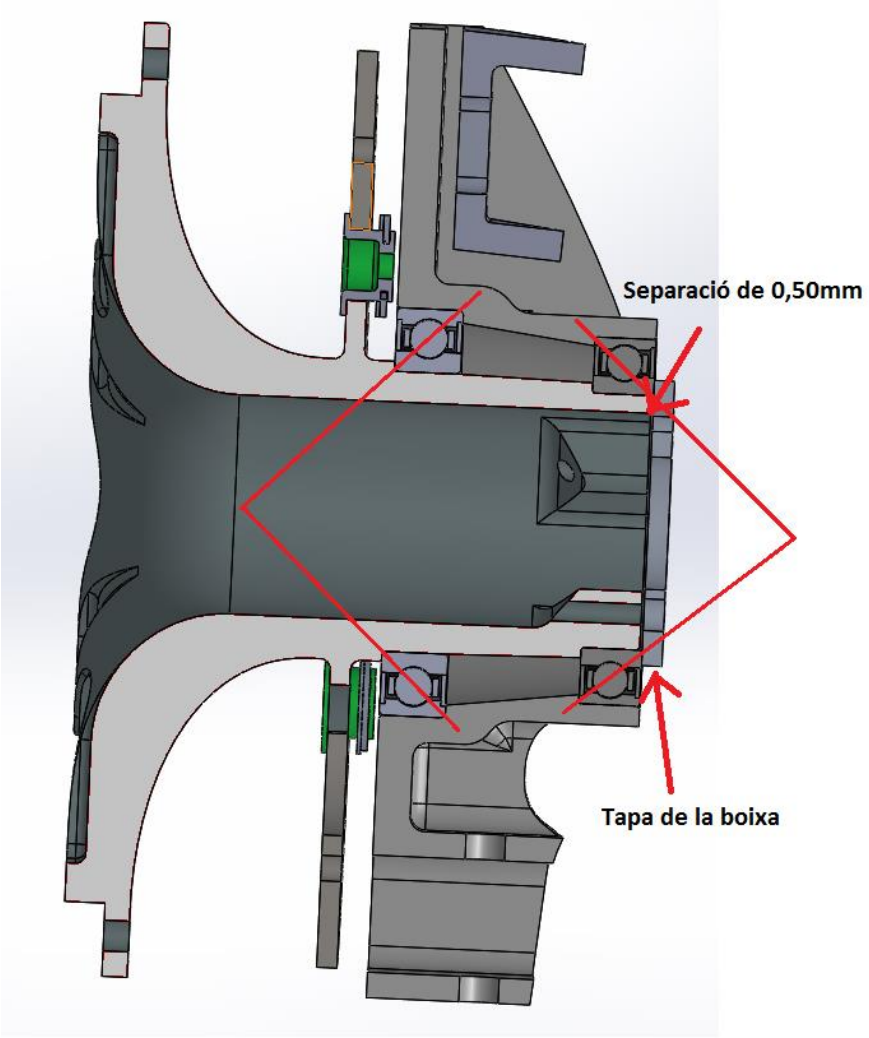


Fig 15. Vista de secció lateral del conjunt roda del eTR04 [Imatge d'autor]

Per tal de abaratir el cost de fabricació d'aquesta peça, s'ha optat per mecanitzar-la mitjançant tall per làser en comptes d'un mecanitzat amb fresa convencional.

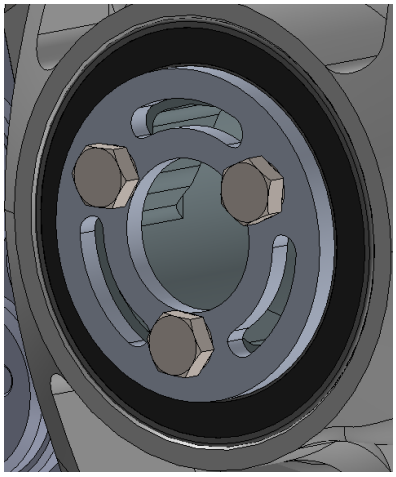


Fig 16. tapa de la boixa anterior del eTR04 [Imatge d'autor]

7.5. Disseny de la boixa posterior

El monoplaça que s'estudia és de tracció posterior, per tant les boixes posteriors no nomes transmetran l'esforç a torsió de la frenada, sinó que també transmetran el parell generat pels motors i connectar els paliers a les rodes. Pel disseny de les boixes posteriors s'utilitzarà el mateix concepte que en les anteriors, adaptant-se a les necessitats de la geometria de la suspensió posterior, afegint un sistema que sigui capaç d'acoblar-se i transmetre la potència al palier.

Els disseny de la boixa posterior ha de complir:

-Mateixa geometria exterior que la boixa anterior.

-Satisfer els requisits de la geometria de suspensió.

-Transmetre el parell del palier a la roda.

-Resistir els diferents esforços exercits pel pneumàtic.

Des de fa unes temporades, es va optar per un tipus de junta anomenada *tripod*, anteriorment s'havia utilitzat una junta homocinètica provinent d'un vehicle comercial. Les principals avantatges d'aquesta junta envers la homocinètica, es la gran reducció de pes, conjunt mes simple i compacte. Si a més es planteja la possibilitat de dissenyar els allotjaments d'aquestes juntes al gust, els avantatges es multipliquen.

Fig 17. Allotjament de la junta tripod del stev-e [Imatge d'autor]

Degut a la falta d'espai i la geometria de suspensió d'aquesta temporada, acoblar el disc de fre de la mida necessària per tenir un bon repartiment i evitar col·lisions entre pinça/llanta i entre pinça/bulons del disc, s'ha complicat molt el disseny de l'allotjament del disc, tenint que recórrer a un disseny poc habitual, però funcional.

El Principal inconvenient d'un disseny tan ajustat, serà la dificultat de muntatge i desmuntatge del disc de fre, complexitat a la que s'hi ha d'afegir la impossibilitat d'extreure el disc sense desempaquetar el conjunt boixa/mangueta.

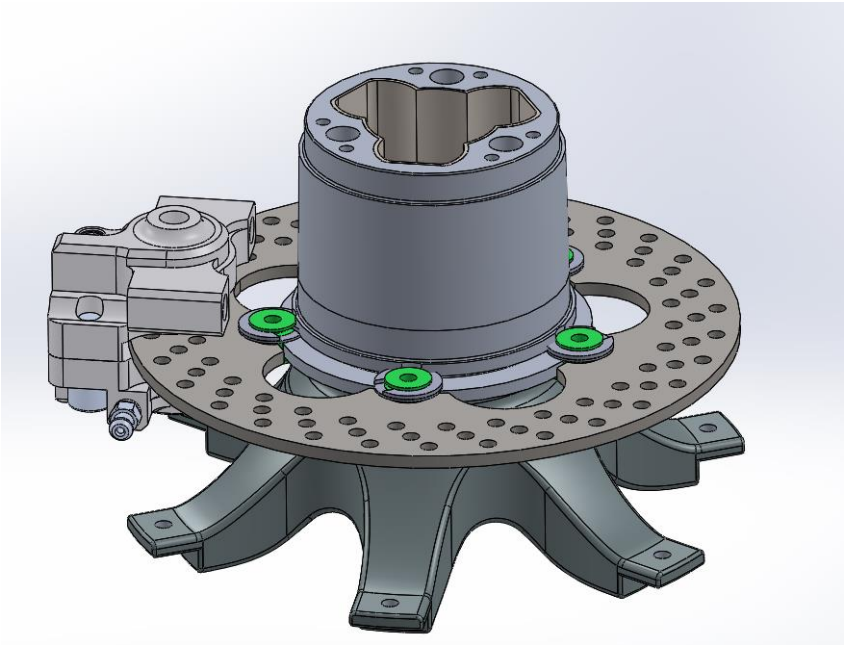


Fig 18. Ensamblatge de la boixa posterior amb el disc i la pinça de fre [Imatge d'autor]

7.6. Unió entre boixa llanta

Les llantes escollides per al monoplaça d'aquest any son de 10" de la marca *keizer* formades per dues peces. Aquestes dues peces consten de 12 forats, 6 dels quals s'utilitzaran per unir-les entre elles i els altres 6 per unir-les entre elles i els radis de la boixa.

Un cop plantejades diferents opcions per collar aquests elements, es va decidir que l'opció més pràctica era utilitzar cargols de mètric 6 de cap hexagonal (DIN933), ja que aquest model, és dels cargols comuns amb el cap més baix.

Per facilitar el muntatge i desmuntatge s'ha decidit roscar la boixa i collar el cargol de interior a exterior, deixant-lo fixe amb fixa cargols d'alta resistència. D'aquesta manera es comportaran com espàrrecs convencionals de turisme i s'hi podrà collar i afluixar cargols des de la part exterior de la llanta, sense necessitat d'introduir eines a l'interior del conjunt roda.

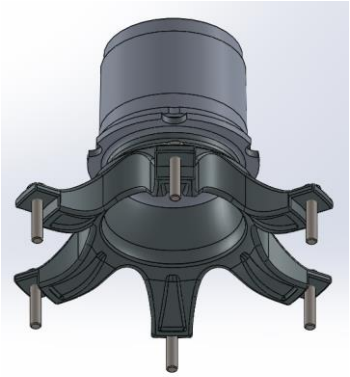


Fig 20. Boixa posterior del eTR04 amb cargols d'unió [Imatged'autor]

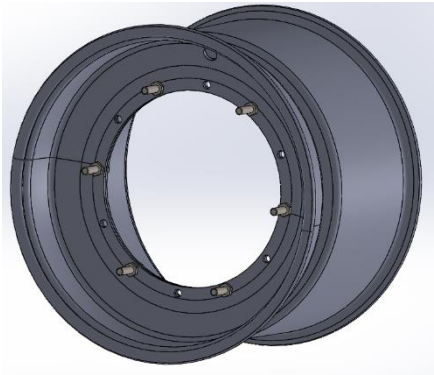


Fig 19. Parts de la llanta exterior collades [Imatge d'autor]

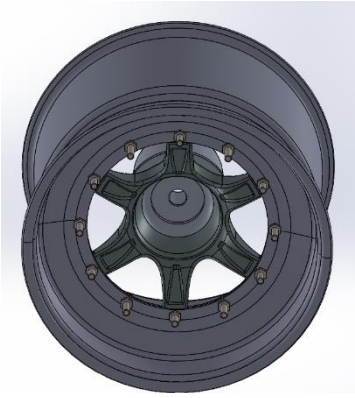


Fig 21. Boixa ensamblada amb la llanta [Imatge d'autor]

7.7. Disseny de la tapa de la boixa posterior

Tal i com s'ha vist en la boixa anterior, es imprescindible la utilització d'algun element que asseguri l'empaquetatge dels rodaments i no permeti cap desplaçament axial. La funció d'aquesta tapa es la mateixa que la de la boixa anterior, ja explicada, però amb l'afegit que ara hi tenim un sistema de transmissió de potència, que va lubricat. Per aquest motiu s'ha optat per una peça de revolució amb un sortint al que s'hi pugui muntar la manxa o *fuelle*, per tal de no perdre el greix que lubrica la junta tripod.

En aquest cas, també s'ha fet la pista del rodament interior 0,50mm mes curta a la boixa, per assegurar un bon empaquetatge i comportament dels rodaments.

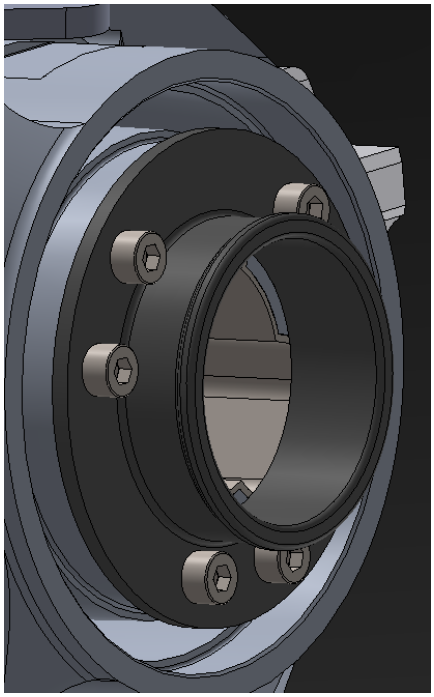


Fig 22. Tapa de la boixa posterior del eTR04 [Imatge d'autor]

7.8. Disseny de l'allotjament de la junta *tripod*

Per poder transmetre el parell generat al motor (que va ubicat a l'interior del xassís) fins el pneumàtic, es necessari l'ús d'algun tipus de transmissió de potencia flexible i que permeti desplaçament.

Als primers monoplaces de l'equip, s'hi va utilitzar junta homocinètica provinent d'un vehicle comercial. Però amb l'experiència s'ha vist que una junta tripod es més apropiada pel tipus de sol·licitacions que planteja un monoplaça de Formula Student.

Els principals avantatges de la junta *tripod* envers la homocinètica són:

-Menor nombre d'elements, per conseqüent menor pes.

-Un disseny més simple.

-Permet el desplaçament de la junta *tripod* dins l'allotjament.

El fet de ser mes simple, permet sortir dels elements comercials enfocats a la competició i dissenyar un allotjament per a aquesta junta a mida, directament a l'interior de la boixa. Simplificant molt el conjunt, reduint el nombre d'elements i per conseqüent també el pes.

Va ser al monoplaça eTR02 (ev-a) on es va implementar un allotjament de la junta tripod de disseny propi, amb unes guies d'acer per tal de distribuir la força exercida per les boles de la junta sobre la superfície interior d'alumini de la boixa.

Un cop vist els resultats obtinguts amb l'allotjament propi, es va creure necessari millorar les toleràncies de fabricació d'aquestes guies d'acer i augmentar-ne la duresa per evitar deformacions. La solució emprada va ser la fabricació mitjançant tall per electroerosió d'un allotjament de poc més d'un mil·límetre de gruix, fabricat en un acer tècnic (PKT-117) d'alta resistència i duresa. El resultat va ser excepcional, es va obtenir menys joc que en l'allotjament comercial i a final de temporada continuava intacte.

Fig 24. Allotjament de la junta tripod del ev-a [Imatge d'autor]

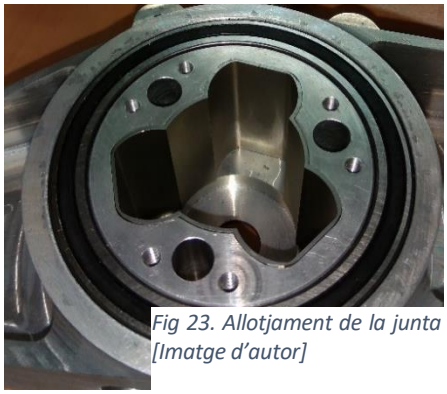


Fig 23. Allotjament de la junta tripod del stev-e [Imatge d'autor]

8. Mangueta

8.1. Introducció de les manguetes

Les manguetes són un element clau per la dinàmica vehicular, ja que connecta la roda amb tots els components de la suspensió. La mangueta ha de connectar el punt del trapezi superior amb l'inferior, la barra de direcció, molles, esmorteïdors, pinces de fre, etc. A part del repte de connectar tots aquests elements a la roda, les reduïdes dimensions, cal afegir les grans forces generades pel pneumàtic que s'han de transmetre pels diferents elements.

S'ha de tenir en consideració que el vehicle sobre el que es realitza l'estudi, és un monoplaça de competició d'altes prestacions i un dels factors més importants per tenir un cotxe competitiu és el pes, i si a més el pes de la mangueta és massa no suspesa aquesta diferencia serà molt més significativa.

8.2. Requeriments

A l'hora de començar el disseny de la mangueta s'ha de tenir triada la llanta, el pneumàtic i la geometria de suspensió, o com a mínim una primera iteració per veure que canviar. La mangueta està molt restringida per la suspensió, i aquests punts de la geometria es busquen en el nostre cas amb *LOTUS software,* es un procés iteratiu bastant pesat però imprescindible si es vol obtenir un bon comportament dinàmic i poder aprofitar al màxim els pneumàtics.

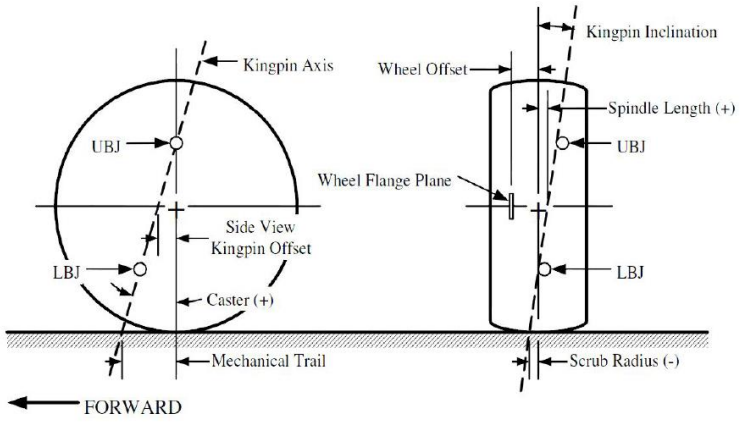


Fig 25. Imatge ilustrativa de les diferents geometries dels punts de suspensió

A la imatge anterior s'hi mostren els principals elements de suspensió en contacte amb la roda i els angles que formen entre ells, depenent de la posició relativa entre els diferents punts, s'obté un comportament o un altre. Per tant el nombre de geometries de suspensió possibles és il·limitat, i tampoc existeix una geometria perfecta. Tot està relacionat i millorant un aspecte, empitjores un altre, s'ha de tenir clar que interessa potenciar i quins aspectes es poden sacrificar.

8.3. Disseny de la mangueta anterior

L'objectiu de la mangueta d'aquesta temporada és, connectar tots els elements de suspensió i frens, i ser capaç de suportar els grans esforços que genera el pneumàtic. Tot això en una llanta de dimensions molt reduïdes, i sense oblidar que la roda no és un conjunt rígid, sinó que ha de permetre uns moviments i ha de ser capaç de girar, tot això sense que es produeixin col·lisions entre els components. Per fer totes aquestes comprovacions s'ha fet ús d'una geometria variable mitjançant un full *Excel* i *SOLIDWORKS software*, que permetia canviar la posició dels components segons la situació. Per exemple girant a la dreta i en extensió.

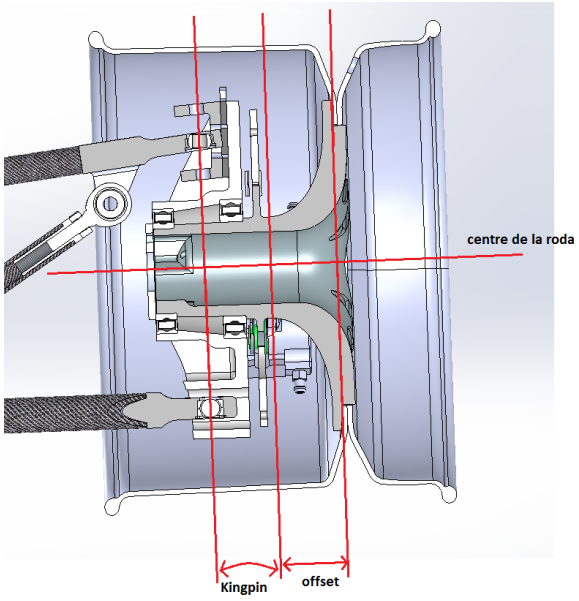


Fig 27. Vista de secció del conjunt roda anterior amb geometria marcada [Imatge d'autor]

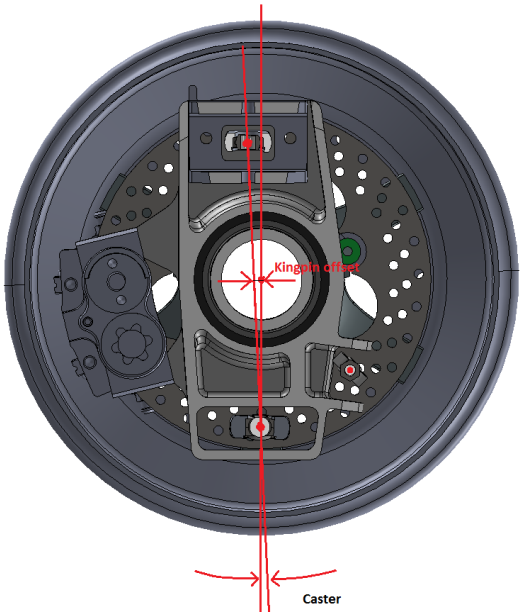


Fig 26. Vista frontal del conjunt roda anterior amb geometria marcada [Imatge d'autor]

Com es pot apreciar, l'angle de *kingpin* es casi nul i això dificulta significativament el disseny que es volia fer amb el suport superior mòbil mitjançant extracció o addició de plaquetes. Després de valorar moltes alternatives, es va decantar per fer el mateix mètode però fent un orifici que permetés al *link* del trapezi superior tenir espai per rotar en totes les situacions i rangs de caiguda.

S'ha comprovat que, per defecte segons els nostres estudis amb *LOTUS software*, la caiguda ha de ser igual o superior a 2º, per a evitar caiguda positiva en cap situació de gir amb balanceig.

Un altre gran problema a l'hora de dissenyar la mangueta, és la impossibilitat degut a la geometria d'utilitzar uns rodaments de majors dimensions. La solució trobada ha estat separar els rodaments fins que les forces que aquests pateixen es redueixin fins a uns valors que assegurin una bona vida en servei, i alhora no col·lisionin amb ningun element com pot ser la ròtula de la barra de tracció.

Una altra zona conflictiva va ser la ròtula de direcció, que per geometria interessava que estigues tan endavant com fos possible, però llavors col·lisionava amb el disc de fre. Però també es troba a una posició molt centrada, cosa que força a desplaçar la paret lateral inferior de la mangueta per a que no hi hagi contacte i així assegurar poques tensions i deformacions a la zona.

Per poder collar la pinça de fre anterior, de tipus radial, s'ha optat per fer uns sortints roscats als que la pinça s'acobla directament, simplificant el disseny, el numero de peces i unions.

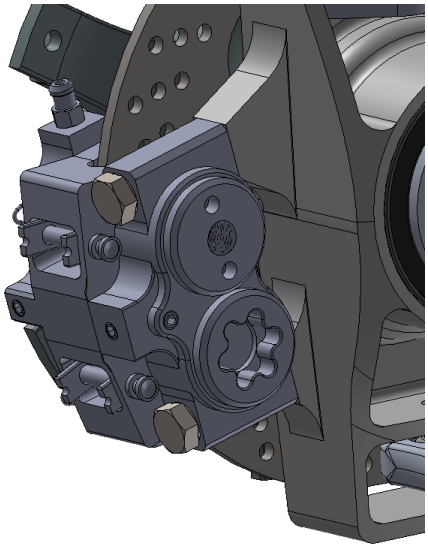


Fig 28. Imatge de la pinça de fre anterior ensamblada a la mangueta [Imatge d'autor]

8.4. Disseny del suport superior de la mangueta anterior

Per poder obtenir un bon "*set up*" del monoplaça, és imprescindible tenir una caiguda de les rodes adequada. Si aquesta és massa gran o insuficient, la deformació del pneumàtic en situació de treball, provocarà una reducció de la superfície de contacte entre el pneumàtic i el paviment i empitjorarà les prestacions d'aquest. Per aquests motius es de vital importància tenir algun sistema que permeti ajustar la caiguda del cotxe, assegurant la no col·lisió en cap situació.

També s'ha de tenir en compte, que el pes del cotxe es transmès a través de la barra *pull-rod* i aquesta va unida mitjançant una ròtula al *link* superior. Per tant aquesta força es aplicada al suport superior.

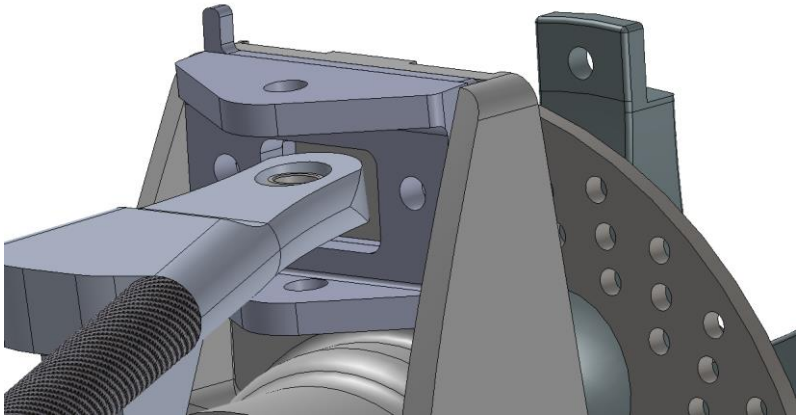


Fig 29. Imatge del suport superior del conjunt anterior ensamblat [Imatge d'autor]

8.5. Disseny mangueta posterior

La mangueta posterior té la mateixa finalitat que la anterior, unir els diferents punts de suspensió i la pinça de fre, suportant grans càrregues i que no hi hagi col·lisions entre cap component en les diferents configuracions.

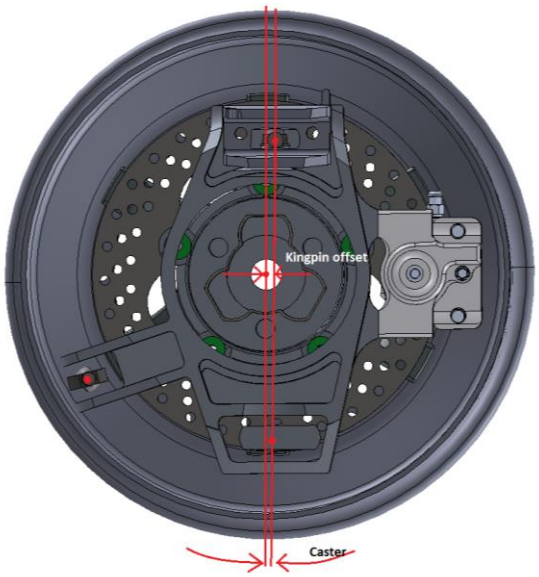


Fig 31. Vista frontal del conjunt roda posterior amb geometría [Imatge d'autor]

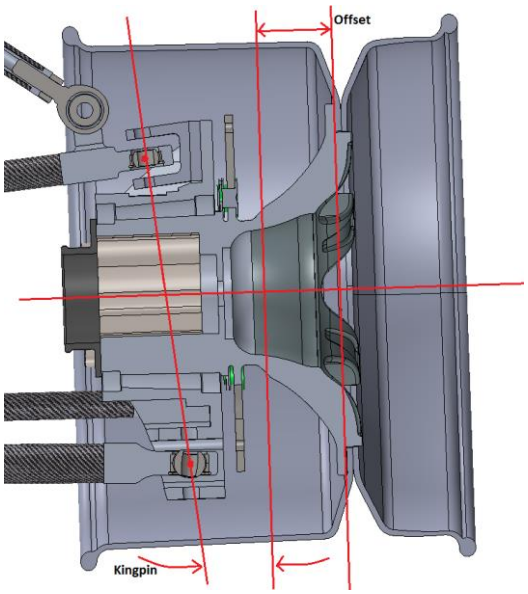


Fig 30. Vista de secció del conjunt roda posterior amb geometria marcada [Imatge d'autor]

Aquest cop la dificultat no ve provocada pel *kingpin*, sinó per la poca alçada del punt de la ròtula superior, que està molt a prop del cilindre principal de la mangueta. Per aquest motiu els rodaments posteriors no poden ser més grans, però es va compensar separant els rodaments fins que les forces van reduir-se fins a valors aptes pel correcte funcionament del conjunt.

Una altra zona conflictiva va ser la del *tie-rod* (barra que bloqueja la rotació de la mangueta), ja que esta perillosament a prop de la llanta, però vam decidir deixar una distància prudencial.

Per fixar la pinça de fre s'ha optat pel mateix concepte que al conjunt anterior, pinça radial fixada directament a la mangueta mitjançant cargols.

8.6. Disseny del suport superior de la mangueta posterior

Com s'ha comentat abans, una de les dificultats més grans del conjunt posterior ha estat causada per la poca alçada del punt superior, aquest fet impossibilita la opció d'utilitzar una femella per fixar la canya calibrada que va en aquest suport. La solució més adient va ser la de roscar el forat inferior i insertar-hi un *helicoil* per tal de no gastar ràpidament aquest roscat.

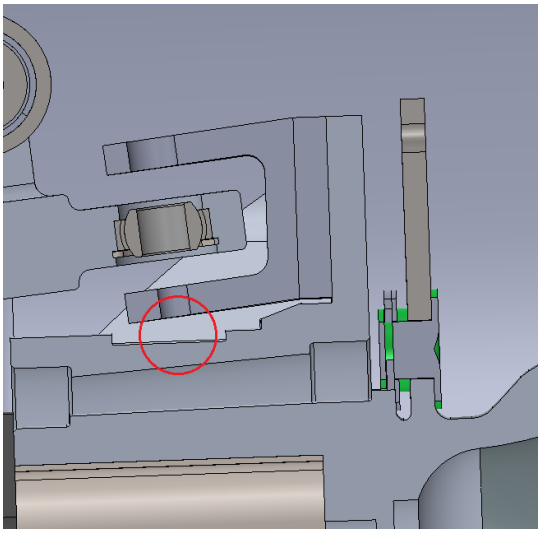


Fig 32. Vista de secció del suport superior posterior [Imatge d'autor]

Un cop solucionat aquest obstacle, s'han de complir els requisits de la normativa que en aquest cas es el bloqueig dels cargols o femelles. En aquest cas no es pot utilitzar una femella auto blocant pel simple fet que no hi cap una femella, s'ha optat per fet aquesta fixació mitjançant un filferro de seguretat a través del cap de la canya calibrada i una pestanya al suport.

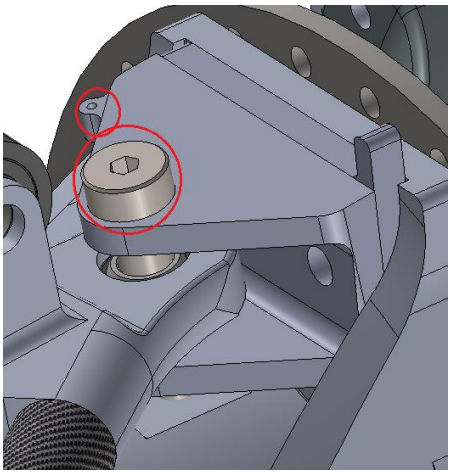


Fig 33. Vista del suport superior posterior amb pestanya [Imatge d'autor]

8.7. Plaques per ajustar la caiguda

Com s'ha comentat abans, es de vital importància poder ajustar la caiguda en qualsevol vehicle de competició. Per això s'ha de tenir algun sistema senzill i ràpid que permeti aquest ajust.

El sistema escollit consisteix en que el punt superior de la suspensió, no vagi collat directament a la mangueta, sinó a un suport fixat mitjançant cargols i es entre aquest suport i la mangueta on s'introduiran o extrauran les plaquetes calibrades per disminuir o augmentar la caiguda respectivament.

Per tal de aconseguir que la addició o extracció d'aquestes plaquetes sigui el més ràpid i senzill possible, s'ha optat per no fer un forat per passar-hi els cargols, sinó una ranura, d'aquesta manera no s'han d'afluixar i extreure els cargols que collen el suport a la mangueta, sinó que es suficient amb afluixar-los una mica i ja s'hi poden introduir o extreure i posteriorment tornar a collar els cargols. Per poder extreure les plaquetes amb facilitat, s'ha afegit una pestanya per millorar l'ergonomia.

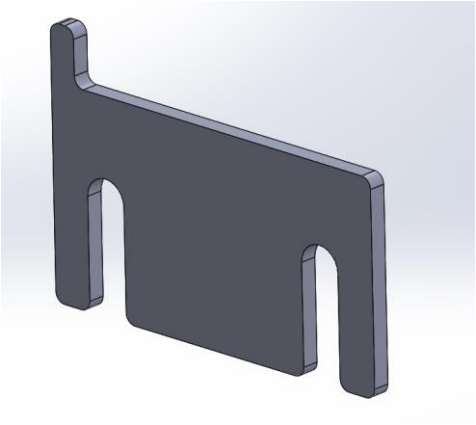


Fig 35. Plaqueta per ajustar caiguda del conjunt posterior [Imatge d'autor]

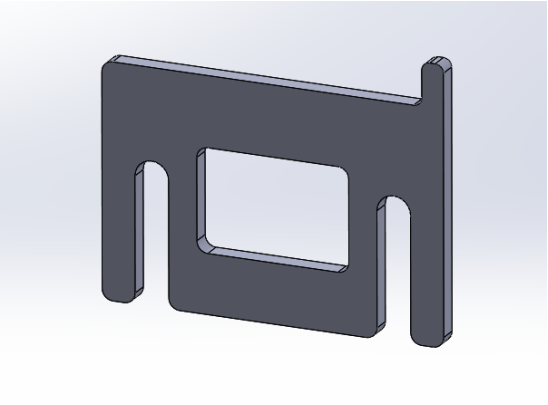


Fig 34. Plaqueta per ajustar caiguda del conjunt posterior [Imatge d'autor]

9. Sistema de frens

El sistema de frens consisteix en un conjunt d'elements que tenen per objectiu transformar l'energia cinètica del vehicle en moviment en energia tèrmica mitjançant la fricció.

Per dissenyar el sistema de frens s'ha de tenir en consideració primer de tot, aquells elements imposats i amb quins hi ha llibertat. Com aquest sistema de fre es per un monoplaça molt diferent del de la temporada anterior, no es conservaran els elements de la passada temporada i per tant hi ha molts graus de llibertat que s'hauran d'anar tancant poc a poc a través de assemblatges, càlculs i comprovacions.

Per tal de poder dissenyar el sistema de frenat mes adient pel monoplaça que s'estudia en aquest treball, es definirà un ordre de prioritat a l'hora d'escollir els diferents components.

En vista de com va funcionar el vehicle de la temporada passada i com s'estimà que anirà el nou, cal analitzar tot allò que es vol canviar per poder ajustar-se més a les noves necessitats.

Per tenir la màxima flexibilitat, l'ordre de prioritat serà el següent:

- Estimació del rang entre diàmetre màxim i mínim del disc de fre que s'hi pot muntar al conjunt roda, limitat per la mida de la boixa i la geometria de la llanta.
- Selecció de la pinça de fre per cada eix, tenint en compte requeriments geomètrics, potencia de frenada i capacitat de dissipar la calor generada.
- Càlcul de la força necessària de frenada en cada eix i iterar amb el diàmetre del pistó de les bombes de fre i els diàmetres dels discs per obtenir-la.

10. Càlcul del repartiment de frenat necessari

A l'hora d'estudiar la frenada necessària s'han d'estudiar tots els elements que condicionen aquesta, i el major condicionant d'un cotxe son els pneumàtics, l'únic element que esta en contacte amb el paviment i així condicionant totes les acceleracions que pot patir.

L'estudi del comportament dels pneumàtics es un tema immensament complicat i extens que no explicaré en aquest treball, per la qual cosa les forces màximes que generen els pneumàtics, amb el pes i el repartiment d'aquest, han estat subministrades per el company que s'encarrega d'estudiar i crear els models del pneumàtic.

Un sistema de fre apte, es aquell que es capaç de bloquejar les 4 rodes en qualsevol circumstància, sense suposar un gran esforç o per contra insuficient i així sense sensibilitat, per a que el pilot sigui capaç de controlar la frenada en tot moment.

Per poder bloquejar les rodes, cal que el moment generat per la pinça de fre sobre el disc sigui superior al moment generat pel contacte entre l'asfalt i el pneumàtic. Com major sigui l'adherència entre el pneumàtic i l'asfalt, major serà la acceleració i major serà la transferència de carrega cap a l'eix anterior i per conseqüència augmentarà la força normal entre el pneumàtic i l'asfalt. Si a aquesta variació de la transferència de carrega s'afegeix que el pneumàtic no es comporta té un coeficient de fricció constant, la relació entre la força normal i la longitudinal es una corba, això genera una infinitat de situacions en les que el repartiment del parell de frenat serà diferent.

Per tots aquests motius és imprescindible l'ús de la *balance bar*, element que permet ajustar la força aplicada a cadascuna de les dues bombes de fre i així variar el repartiment de frenada, i així poder fer un dimensionat de bombes/pinces que utilitzant tot el rang d'ajust de la *balance bar* permeti aplicar el repartiment necessari des de una situació de molt baixa adherència (transferència de càrrega casi nul·la) a una situació d'adherència màxima (transferència màxima).

10.1. Càlcul de la força de fregament

Per entendre be com actuen i treballen els diferents components que permeten frenar el vehicle, primer es necessari entendre els materials més importants d'aquest sistema, els materials de fricció.

Podem explicar les quatre lleis fonamentals de la fricció:

-1. La fricció es independent de l'àrea de contacte. *(Amontons)*

-2. La fricció es proporcional a la força normal entre els dos cossos que llisquen en contacte. *(Amontons)*

-3. La força de fricció sempre s'oposa a la direcció de lliscament.

-4. La força de fricció es independent de la velocitat de lliscament. *(Coulomb)*

8.1.1. Contacte real de la superfície de fricció

L'àrea real de contacte (A_R) entre la pastilla de fre i el disc, es molt mes reduïda que l'area normal de contacte (A_N).

Aquesta àrea real és directament proporcional a la força normal exercida entre els dos cossos que llisquen en contacte, això es causat per les deformacions del material.

8.1.2. càlcul de la fricció segons un model d'asperitat

Assumint que l'àrea real de contacte ($\boldsymbol{A_R}$) es molt mes reduïda que (i independent de) l'àrea nominal ($\boldsymbol{A_N}$), però es proporcional a la carrega normal.

La suma de totes les àrees reals individuals equival a l'àrea real de contacte:

$$A_R = \sum A_{Ri} \qquad \textit{(Eq. 1)}$$

F (N/m^2) = força de fricció especifica (força de fricció tangencial per unitat d'àrea real de contacte):

$$F_i = f * A_{Ri} \qquad \textit{(Eq. 2)}$$

Assumint que l'àrea de cada contacte rugós es proporcional a la força normal, A_{Ri}/N_i= constant i per conseqüent A_R/ N = constant

(Eq. 3)

Mentre $\mu = F$ / N = f*A_R / N, μ ha de romandre constant.

Nomes serveixen per casos ideals de sistemes en lliscament.

8.1.3. Requeriments funcionals dels materials de fricció actuals

Actualment, un bon compost per a les pastilles de frens ha de complir diferents requisits:

-Força de fricció fiable i consistent;

-Durader;

-Mecànica i tèrmicament resistent;

-Minimitzar les inestabilitats de la fricció;

-Respectuós amb el medi ambient;

-Bona relació efectivitat-preu.

10.2. Compostos de les pastilles de fre

Hi ha una gran varietat de compostos per a les pastilles de fre, amb el pas dels anys i els canvis en la normativa mediambiental ha provocat una evolució en els compostos, també causada per un avanç tecnològic i una cerca permanent de millors prestacions.

Els principals compostos són:

-Amiant;

-Semi-metàl·lic;

-Orgànics sense amiant;

-Metàl·lics;

-Carboni;

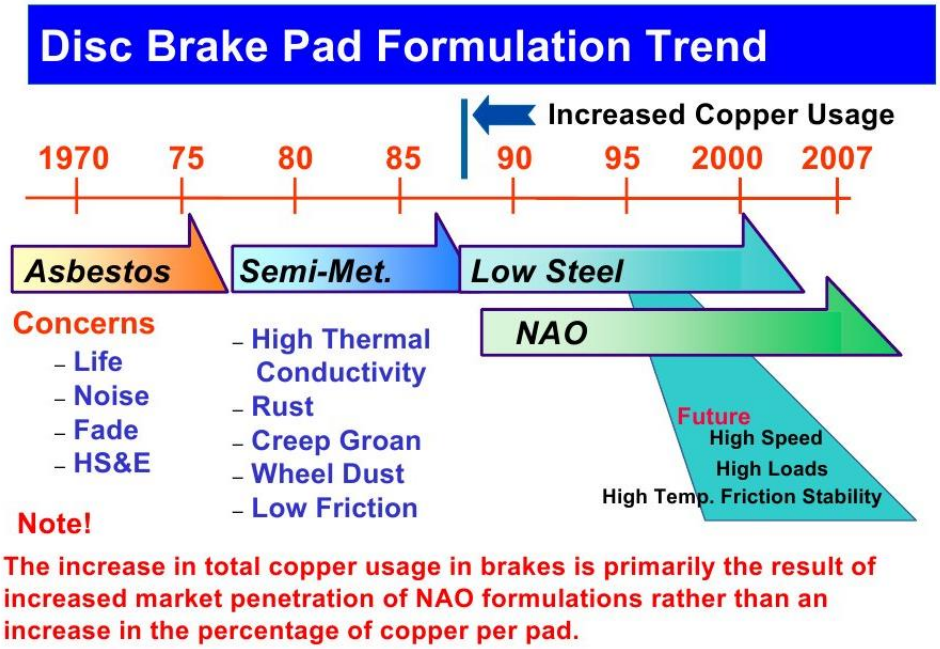


Fig 36. Figura ilustrativa dels diferents compostos en funció dels anys

8.2.1. Pastilles de fre d'amiant

-Es van començar a utilitzar als inicis dels frens de disc.

-Bona conductivitat i emissivitat tèrmica.

-Potencia mitja de frenada.

-L'ús d'amiant està regulat legalment degut a les seves propietats cancerígenes.

-Ja no s'utilitza per motius sanitaris.

Fig 37. L'amiant té efectes nocius per la salut

8.2.2. Pastilles de fre semi-metàl·liques

-Entre un 30% i 65% de composició metàl·lica.

-S'utilitza acer, ferro i coure.

-Són compostos mes durs, amb major vida útil i amb una excel·lent resistència a la temperatura.

-Més sorolloses i brutes al generar una pols negra amb el desgast.

-Emprades en la majoria de vehicles.

-Coeficient de fricció entre el 0.28 i 0.38.

-Gran variació del coeficient de fricció en funció de la temperatura.

-Bones característiques de desvaneixement "fade".

-Poc desgast a temperatures baixes. <100ºC

-Poc desgast a velocitats altres.

-Bon desgast amb grans càrregues.

-Generalment menys soroll, vibracions i duresa que les de NAOs.

-Cost reduït.

-Possibles problemes en temperatures del líquid de frens elevades.

Fig 38. Pastilles de fre semi metàl·liques

8.2.3. Pastilles de fre orgàniques sense amiant (*Non-Abestos Organic*, NAOs)

-Normalment contenen metalls no fèrrics, fibres orgàniques i inorgàniques, abrasius, lubricants i modificadors de les propietats com vidre, goma, kevlar o carboni.

-Normalment emprades en vehicles d'altes prestacions.

-A vegades són anomenades com "ceràmiques"

-Coeficient de fricció entre 0.33 i 0.40.

-Excel·lent desgast a baixes temperatures, T<200ºC.

-Genera poca pols.

-Relativament poc desgast sota grans sol·licitacions.

-Poc sorolloses i bona rugositat.

-Poden fer soroll en fred a les primeres frenades.

-Més cares.

Fig 39. Pastilla de fre NAOs

8.2.4. Pastilles de fre metàl·liques

-Normalment contenen metalls fèrrics i no fèrrics, fibres orgàniques i inorgàniques, abrasius agressius i lubricants de carboni i sulfurs.

-Valors del coeficient de fricció més elevats, entre el 0.38 i 0.50.

-Bon tacte de pedal durant la frenada.

-Bon comportament a altes velocitats.

-Elevat desgast de pastilles i discs de frens.

-Molta generació de residus en forma de pols.

-Més sorollós.

-Menys vida útil.

8.2.5. Pastilles de fre de carboni

-Material compost reforçat amb fibres de carboni.

-S'utilitza aquest material tant per les pastilles de fre com pels discs.

-Utilitzat a la F1 i a altres vehicles de molt altes prestacions.

-Pes molt reduït.

-Alt coeficient de fricció.

-Temperatures de funcionament entre 800ºC i 1000ºC.

-Molt cars de produir.

Fig 40. Pastilles de fre de carboni

8.3. Càlcul del parell generat pel sistema de fre de disc

Considerant el parell generat a una pastilla de fre i desprès es multiplica pel nombre de pastilles que actuen sobre el disc.

La força de fricció oposada al moviment (F_i) generada a la superfície del disc a la posició del radi efectiu (r_e):

$$\tau_1 = F_1 * r_e = \mu * N_{c1} * r_e \quad \text{(Eq. 4)}$$

En un conjunt amb una pinça amb dues pastilles de fre, tenim:

$$\tau_w = \mu * (N_{c1} + N_{c2}) * r_e = 2 * \mu * N_c * r_e \quad \text{(Eq. 5)}$$

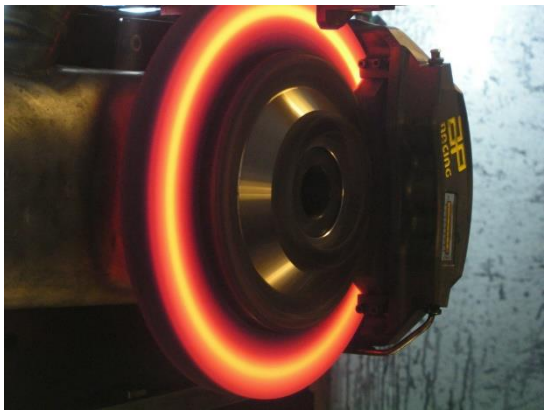


Fig 41. Incanderscència generada per la transformació d'energia

8.4. Càlcul de la força generada pel sistema hidràulic

El sistema de frenat d'aquest vehicle serà per transmissió de força mitjançant un circuit hidràulic.

El valor que ve imposat és la força que exerceix el pilot amb el peu de $\boldsymbol{F_p}$ =550N, el pedal rati PR es pot variar per tal de fer arribar a les bombes la força necessària. La força aplicada a la ròtula de la balance bar $\boldsymbol{F_b}$ de:

(Eq. 6)

$$\boldsymbol{F_b} = \boldsymbol{F_p} * \text{PR}$$

La força que s'aplica a cada una de les dues bombes, és determinada per la posició d'aquestes respecte la ròtula de la balance bar. Considerant la força aplicada a la bomba del sistema anterior $\boldsymbol{F_{Bant}}$ i a la força aplicada a la bomba del sistema posterior $\boldsymbol{F_{Bpost}}$, i a les seves distàncies respecte el punt de recolzament de la balance bar com a $\boldsymbol{x_{ant}}$ i a $\boldsymbol{x_{post}}$.

(Eq. 7)

$$\boldsymbol{F_{Bpost}} = \frac{\boldsymbol{F_b} * \boldsymbol{x_{ant}}}{\boldsymbol{x_{ant}} + \boldsymbol{x_{post}}}$$

(Eq. 8)

$$\boldsymbol{F_{Bant}} = \boldsymbol{F_b} - \boldsymbol{F_{Bpost}}$$

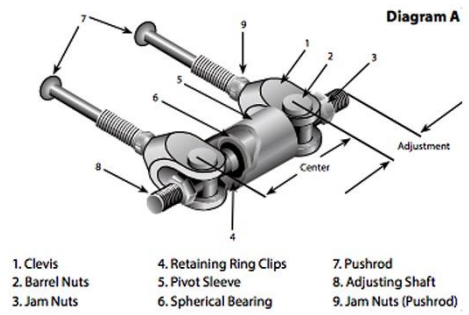


Fig 42. esquema de la balance bar, Tilton

La pressió generada al circuit dependrà únicament de la força aplicada a la bomba $\boldsymbol{F_{Bi}}$ i del diàmetre d'aquesta D_{Bi}.

(Eq. 9)

$$p_i = \frac{\boldsymbol{F_{Bi}}}{\pi * \frac{D^2_{bomba\ i}}{4}}$$

D'on el subíndex *i* es refereix al sistema anterior i posterior.

Per a poder calcular la força de mordassa (N_{ci}) que genera la pinça de fre haurem de considerar l'àrea de pistons efectiva d'una sola banda.

(Eq. 10)

$$N_{ci} = p_i * n_{pist} * (\pi * \frac{D^2_{bomba\ i}}{4})$$

D'on n_{pist} es el nombre de pistons d'una sola banda, ja que les dues bandes actuen en direccions oposades i no es sumen.

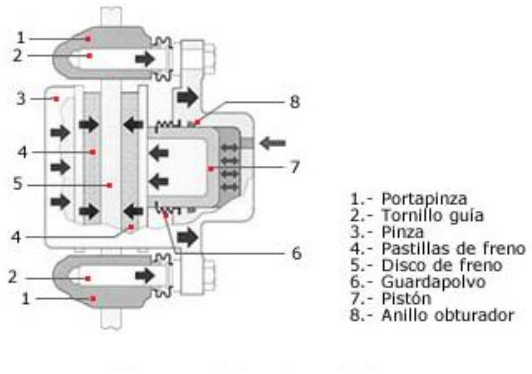


Fig 43. Esquema de funcionament d'una pinça flotant

10.3. Forces que actuen durant la frenada

Per a poder dur-se a terme la frenada ha d'haver-hi una actuació de forces externes per produir-se la disminució de velocitat i la variació d'energia.

Com explica la segona llei de *Newton*, la força que actua sobre un cos es igual a la seva massa per la acceleració.

(Eq. 11)

$$F = m * a \ [N]$$

On F es la força, m es la massa i a es l'acceleració. Aquesta última es una de les primeres coses que s'han de conèixer a l'hora de dissenyar un monoplaça i està condicionada pels dos altres factors de l'anterior formula, la massa del vehicle i la força que poden generar els pneumàtics en contacte amb el paviment.

L'acceleració la podem calcular experimentalment amb la variació d'energia respecte el temps.

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1}$$ *(Eq. 12)*

D'on la variació de velocitat es la diferència de velocitats del instant on s'inicia la frenada i la de l'instant final, i la variació temporal es el temps que ha transcorregut d'un instant a l'altre.

Per qualsevol sistema de fre, una de les característiques mes importants es la distribució longitudinal estàtica de la càrrega.

$$\psi = \left(\frac{M_R}{M}\right)$$ *(Eq. 13)*

D'on:

ψ = distribució longitudinal estàtica de la càrrega

M_R = carrega estàtica sobre l'eix posterior

M = massa total del vehicle

La distribució longitudinal de la càrrega varia degut a multitud de factors del vehicle, com la massa del pilot, les bateries, els motors i tots els elements que incorpora un vehicle o monoplaça.

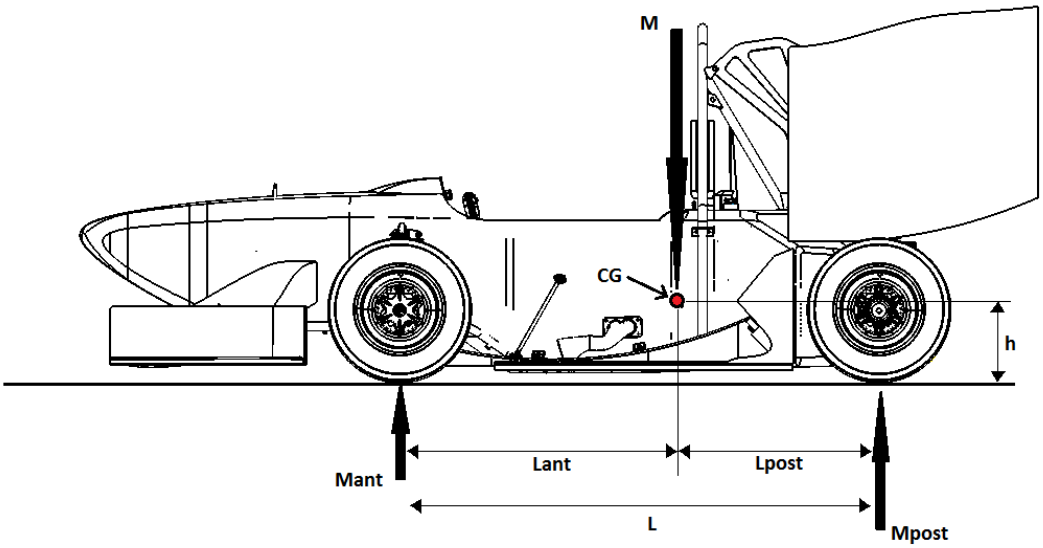


Fig 44. Vista lateral del eTR04 amb ilustració de càrregues en estàtic [imatge d'autor]

Quan el vehicle està accelerant o desaccelerant, es produeix una variació de la distribució de carrega. Per calcular la distribució dinàmica de càrrega, caldrà definir l'alçada relativa del centre de gravetat.

$$X = \frac{h}{L} \qquad \textit{(Eq. 14)}$$

D'on:

X = alçada relativa del centre de gravetat
h = distància entre el CG i el paviment
L = Distància entre eixos

De les anteriors equacions obtenim la distribució dinàmica de carrega:

$$M_{dya} = \frac{((1-\psi) + X * a)}{M} \qquad \textit{(Eq. 15)}$$

D'on:

M_{dya} = Distribució dinàmica de la carrega (Kg)
M = Massa total del vehicle (Kg)
a = Desacceleració (forces g)

La distribució dinàmica de càrrega pot ser transformada a força normal dinàmica aplicant la segona llei de Newton.
A l'hora d'aturar el vehicle, la força total de frenada requerida es pot simplificar utilitzant :

(Eq. 16)

$$F_{tot} = M * a * g$$

D'on :

F_{tot}= Força total de frenada (N)

M = Massa total del vehicle (Kg)

a= Desacceleració (forces g)

g= Acceleració de la gravetat (m/s^2)

La força de frenada màxima, només pot ser generada si les rodes no es bloquegen. La força de fricció del pneumàtic lliscant es molt inferior que la del pneumàtic rodant, la força màxima es la immediatament anterior a produir-se el lliscament. Aquest valor variarà depenent de l'estat del paviment, temperatura, presencia d'aigua o d'altres elements.

Amb la següent equació calculem la càrrega a l'eix anterior:

(Eq. 17)

$$W_{ant\ Brk} = W_{ant} + W * \frac{a}{g} * \frac{h}{l}$$

D'on:

$W_{ant\ Brk}$ = Carrega a l'eix anterior durant la frenada (N)

W_{ant} = Càrrega de l'eix anterior en estàtic (N)

W = pes del vehicle

La càrrega a l'eix posterior es calcula:

(Eq. 18)

$$W_{post\ Brk} = W_{post} - W * \frac{a}{g} * \frac{h}{l}$$

Com es mostra en la següent figura, la distribució de càrregues no només es produeix en un sol eix, sinó que es produeix en dos. L'eix longitudinal i l'eix vertical.

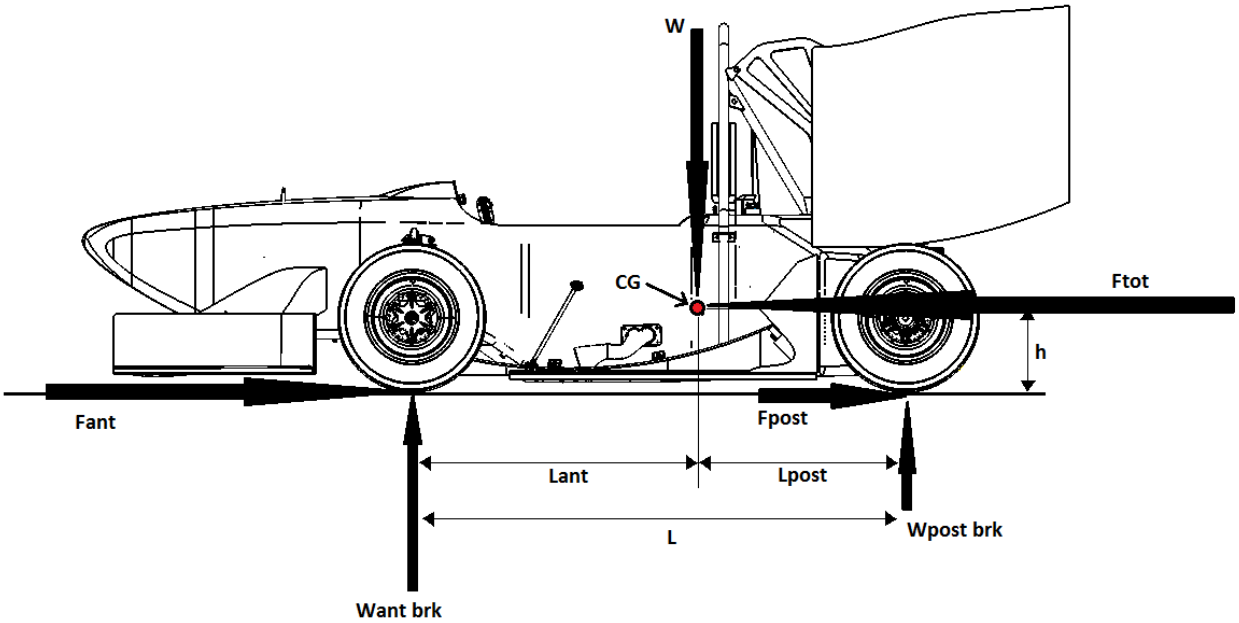


Fig 45. Vista lateral del eTR04 amb ilustració de càrregues durant la frenada [imatge d'autor]

Amb les forces normals calculades segons les anteriors formes i el model de pneumàtic, s'extreuen els valors de les forces longitudinals i es torna a calcular l'acceleració generada i així successivament fins a obtenir una conversió dels valors obtinguts.

11. Disc de fre

El disc de fre es l'element encarregat de generar la força de fricció, juntament amb les pastilles de fre, i alhora transmetre la força de les pastilles de fre a la boixa, està sotmès a elevades temperatures i a variacions molt ràpides d'aquesta, grans esforços mecànics i gran desgast. Totes aquestes sol·licitacions fan del disc de fre un element crític i alhora essencial del sistema.

11.1. Materials pel disc de fre

El monoplaça que es planteja en aquest treball, està enfocat a la competició i no a l'ús en carrer, és per això que no es pot excloure cap material, ja que és a l'alta competició on realment es produeix una innovació tecnològica dins el sector automobilístic.

Els materials que es plantegen, són:

- Alumini, degut al seu baix pes i bona conducció tèrmica.
- Fibra de carboni, molt lleuger i emprat pels sistemes de frenat tant de moto gp, Formula1 o en vehicles d'alta competició.
- Acer, material més emprat per la fabricació de discs de fre tant per carrer com per competició en la majoria de categories.

9.1.1. Disc de fre d'alumini

L'alumini es un metall lleuger molt emprat en l'actual monoplaça, però fins ara no en els discs de fre. La principal avantatja es el baix pes, bona resistència i bona conducció tèrmica. Els inconvenients són la poca duresa i l'elevat desgast conseqüència d'aquesta propietat, força de fricció entre les pastilles de fre i l'alumini baixa i difícil de calcular i baix punt de fusió, que per les nostres necessitats podria arribar a ser un problema molt perillós.

9.1.2. Disc de fre ce carboni

La fibra de carboni es un material molt lleuger i extremadament resistent, i molt apropiat per a moltes aplicacions en la alta competició o en aquells àmbits que es requereixi una elevada resistència i baix pes.

És necessari saber quines característiques el fan interessant per a la mes alta competició i quins inconvenients té. La temperatura de treball ronda entre 450 i 670 graus Celsius, però en temperatures inferiors la força de fricció es quasi inexistent. La seva lleugeresa en un conjunt de massa no suspesa i a sobre en constant rotació, suposa una gran reducció en les inèrcies del cotxe que contribueixen a un vehicle mes àgil. Un altre inconvenient es la perillositat d'emprar aquests sistemes de fre en condicions de pluja, ja que la temperatura baixaria dràsticament i això provocaria una gran pèrdua de frenada.

9.1.3. Disc de fre d'acer

Els discs de fre d'acer són els mes estesos, i dels que és relativament senzill obtenir dades experimentals. Tenen una bona resistència al desgast, bona força de fregament amb pastilles de fre comercials i gran resistència mecànica. El pes de l'acer es bastant elevat i una gran inèrcia tèrmica.

És per tots aquests motius que s'escullen discs d'acer, també és important el fet de comptar amb una empresa com *NG Brakes* (fabricant de discs de fre de la més alta qualitat i presents a la alta competició) que fabricaran els discs de fre a mida amb l'acer més apropiat i també el fet de comptar amb assessorament tècnic.

En concret l'acer escollit es un acer inoxidable AISI 420, que te una excel·lent fricció amb les pastilles i una gran resistència mecànica en tot el rang de temperatures en les que el fem treballar.

Fig 47. Discs de fre de fibra de carboni

Fig 46. Disc de fre d'acer

11.2. Disseny del disc de fre

Per dissenyar el disc de fre adient per a cada eix, primer cal saber quins diàmetres poden dur-se a terme, controlant col·lisions. Un cop esbrinats els diàmetres factibles caldrà veure amb les configuracions de pinces i bombes de fre, quin diàmetre ens proporciona el parell necessari per a poder bloquejar les rodes.

Mirant ara la geometria del disc, cal determinar entre quins diàmetres pot ser el disc de fre, limitat per la llanta de 10", la boixa i les pinces de fre. Considerant l'espai que hi ha lliure i l'espai que necessiten les pinces que s'estan valorant, es defineix un diàmetre exterior mínim de 130mm i màxim de 180mm.

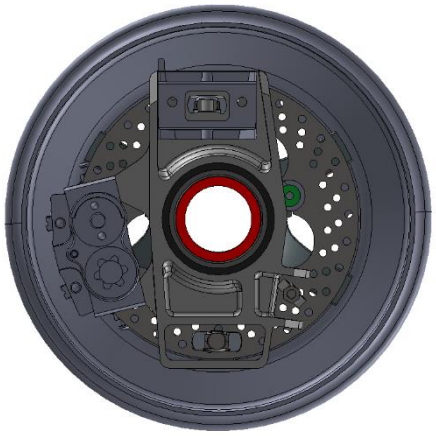


Fig 49. Vista frontal del conjunt roda anterior [imatge d'autor]

Fig 48. Vista frontal del conjunt roda posterior [imatge d'autor]

Després de fer les iteracions convenients del càlcul del sistema de frenat, s'ha vist que el més apropiat és utilitzar discs de 180mm de diàmetre exterior de pista i de 128mm de diàmetre interior, tant per l'eix anterior com pel posterior.

Considerant el disseny de les boixes i en estreta comunicació amb el fabricant de discs, s'ha decidit fer el centre dels bulons a 96mm de diàmetre i deixar una separació entre la boixa i el disc de 0,50mm.

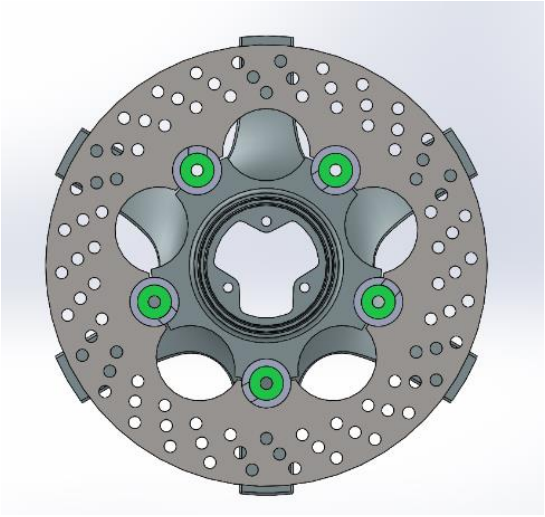


Fig 50. Ensamblatge de la boixa i disc anterior [imatge d'autor]

Per escollir el diàmetre interior necessari sense tenir material extra, s'ha tingut en consideració la mida de les pastilles de fre utilitzades, que tenen la mateixa referència als dos eixos amb la diferència que a les pinces del davant n'hi ha 4. D'aquesta manera, s'aconsegueix aprofitar tota la superfície de la pastilla i tota la pista de contacte del disc.

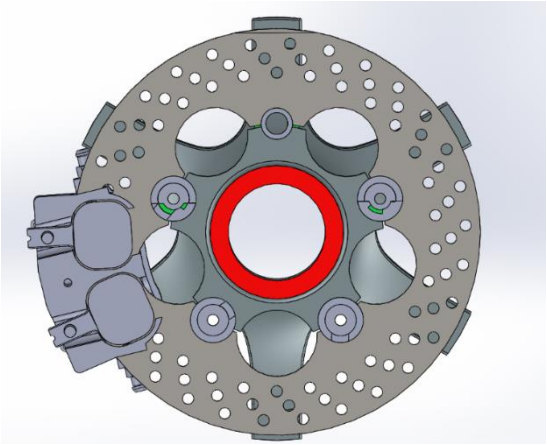


Fig 52. Vista de secció de la pinça de fre anterior [imatge d'autor]

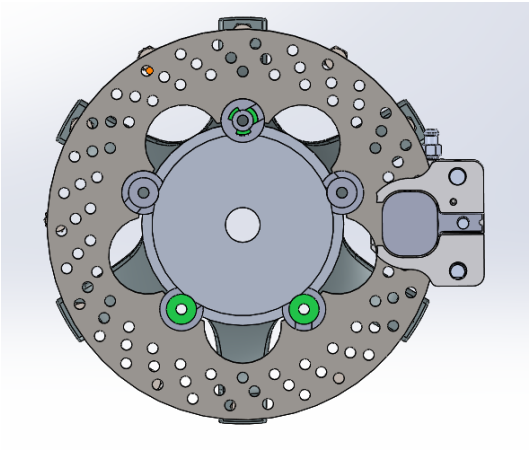


Fig 51. Vista de secció de la pinça de fre posterior [imatge d'autor]

Pel que fa al gruix dels discs, en vistes de la notable diferència de pes amb una petita variació del gruix, val la pena dur els discs el mes prims possible, ja que no empitjora la frenada. Però si que té una pujada de temperatura mes brusca. És a dir, al tenir menys massa, una mateixa quantitat d'energia farà que el disc arribi a una temperatura superior. De la mateixa manera que la temperatura augmenta més ràpid, també disminueix més ràpid, ja que la superfície de contacte amb l'exterior és casi la mateixa i l'emissivitat depèn del material.

Però la prova més crítica pel sistema de frens es la resistència, on s'arriba a règim casi estacionari, per tant uns discs més fins no ens empitjoraran la frenada, simplement tindrem unes majors oscil·lacions tèrmiques.

És per això i per les proves mitjançant *CFD software (starCCM)* realitzades pel departament de refrigeració i les proves que vam fer la temporada anterior amb discs de diferents espessors.

Per tot això s'ha decidit dur discs de 4mm a l'eix anterior i discs de 3mm a l'eix posterior, ja que el moment que pateix el primer és molt superior.

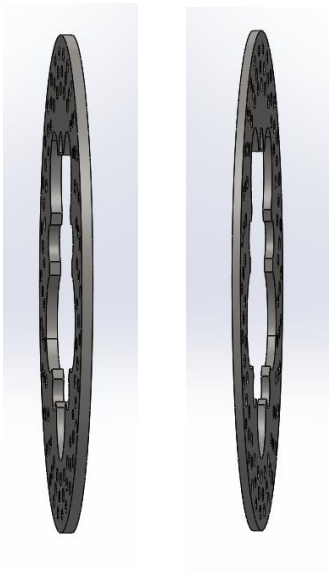


Fig 53. Comparació dels gruixos dels discs de fre del eTR04 [imatge d'autor]

12. Selecció de les pinces de fre

Abans de decidir unes pinces de fre, cal conèixer els requeriments tècnics i prioritats. Un dels aspectes més valorats en un cotxe de competició és el pes, però en un element tan important com són les pinces de fre hi ha altres aspectes més importants, com és assegurar una bona frenada en qualsevol situació i una bona dissipació tèrmica.

Coneixent el sistema de la passada temporada i els resultats obtinguts, és més important mantenir una temperatura apropiada, que no comprometi la frenada, a unes pinces més lleugeres. El que es va observar és que unes pinces petites, tenen una superfície de pastilla petita, on s'hi concentra una transformació d'energia cinètica en energia tèrmica molt gran i això provoca una temperatura massa elevada pel compost de la pastilla de fre. També s'ha de tenir en compte que una pinça de major mida té una major superfície exterior que pot dissipar mes calor a l'atmosfera.

Per altra banda, una pinça de reduïdes dimensions permet major llibertat per encabir tots els elements al conjunt roda i conseqüentment tenir major llibertat per a assolir una bona geometria de suspensió.

Els models que s'estudiaran, estan destinats a les motocicletes o karts, ja que són les de dimensions més reduïdes i admeten els gruixos de disc que ens interessen. Les marques que estudiarem son *AP Racing, Brembo, Willwood, ISR, JJuan (Braketech i ajp)*. Degut a l'espai i la potència de frenada que necessitem, ens interessen pinces amb diàmetre de pistons d'entre 25 i 32mm.

Considerant que els discs que s'empraran són de tipus flotant, és innecessari l'ús de pinces flotants i d'aquesta manera reduïm les possibilitats a pinces fixes i per conseqüent amb pistons a dues bandes amb sistema de fixació radial o axial. Degut al poc espai disponible es considera oportú limitar la cerca a pinces de 4 pistons com a màxim

Un cop calculat el parell de frenat necessari i veure que en situació de frenada màxima el repartiment de parell és de 78% anterior 22% posterior, caldran unes pinces amb major diàmetre de pistons i/o major nombre de pistons a l'eix anterior que al posterior i jugar amb el diàmetre dels discs per acabar d'ajustar-nos a les necessitats.

Les pinces escollides per l'eix anterior són unes ISR 22-048-OB, que consten amb 4 pistons de 25mm de diàmetre i una pastilla per cada pistó per poder aprofitar millor la forma del disc.

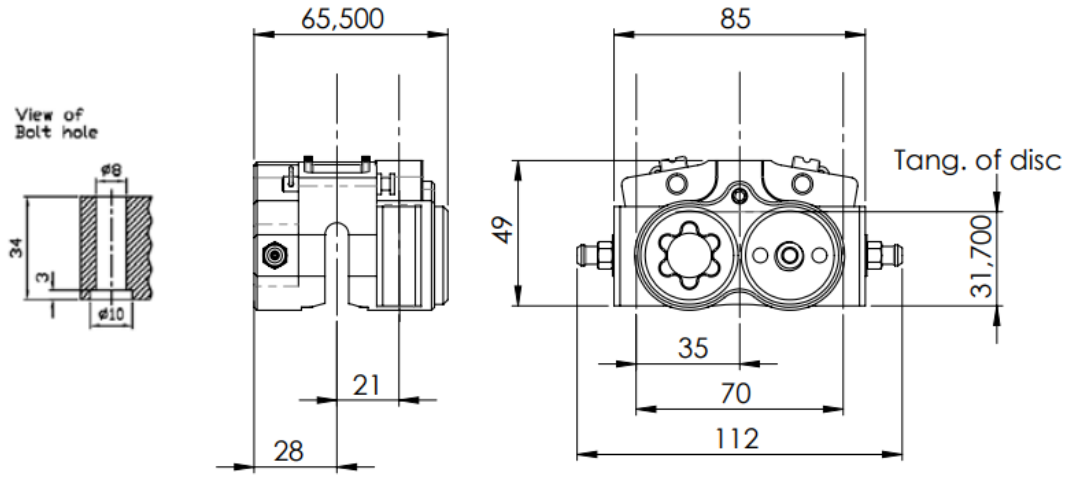


Fig 54. Plànol de la pinça ISR 22-048-OB

Per l'eix posterior s'ha optat per unes pinces de mini moto subministrades per *J.Juan*, una empresa col·laboradora.

Però l'empresa no va subministrar el CAD d'aquestes pinces i va ser necessari recórrer a un escanejat en 3D per tenir un CAD i poder acoblar-les al conjunt roda, es va veure que degut al la inclinació dels suports amb la mangueta i la posició del banjo, hi havia col·lisió entre pinça i llanta.

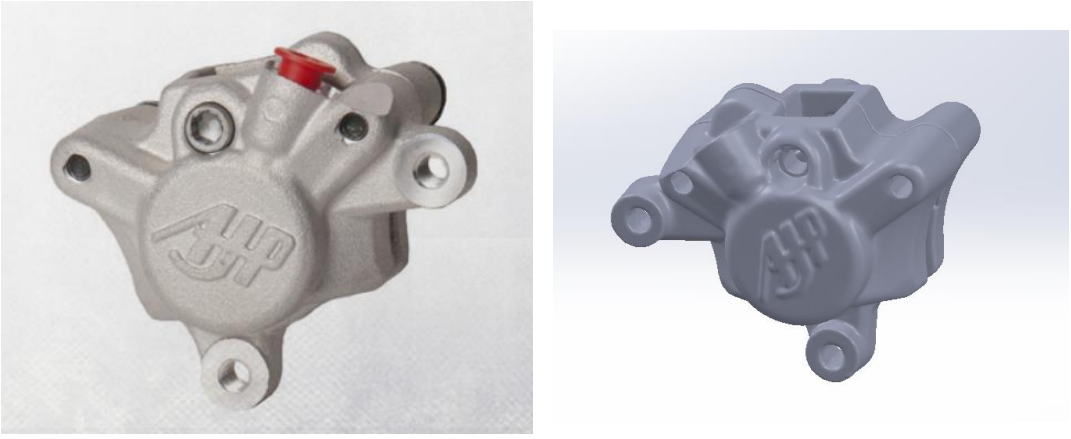


Fig 55. Imatge de la pinça ajp per minimoto comparada amb el CAD obtingut mitjançant escaneig 3D [imatge d'autor]

Aquest problema s'ha detectat en un punt avançat del disseny, no hi ha masses opcions que no alterin el sistema de frenat ja dissenyat en funció d'aquestes pinces, es per això que cal trobar una alternativa amb les mateixes prestacions. Un cop revisat el mercat disponible i les nostres necessitats, s'ha considerat que la millor opció són unes pinces del mateix fabricant que les emprades pel sistema anterior, amb el mateix diàmetre que les *AJP*.

L'avantatge de les *ISR* envers les altres opcions, és que d'una mateixa sèrie disposen de variants i com passa amb la sèrie 048 que és l'emprada per l'eix anterior, disposa d'una versió amb banjo superior i una amb banjo lateral, permetent així l'ús d'aquestes pinces en espais molt reduïts.

El gran desavantatge envers les pinces anteriorment seleccionades, és l'elevat cost d'adquisició, ja que aquesta empresa no te conveni de patrocini amb l'equip.

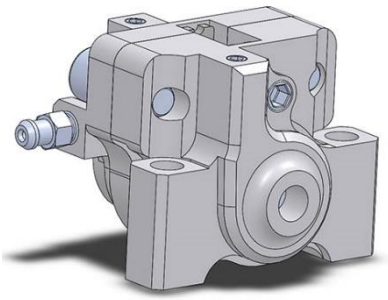


Fig 56. CAD de la pinça ISR 22.049-OC
[imatge d'autor]

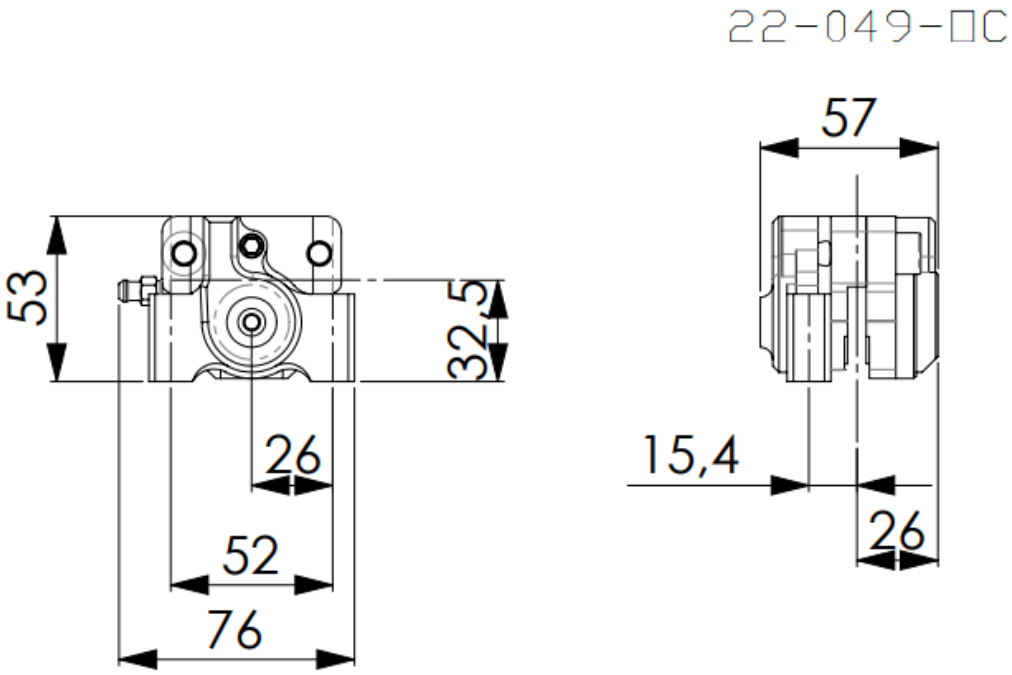


Fig 57. Plànol de la pinça ISR 22-049-OC

13. Selecció del líquid de fre

Pel que fa al líquid hidràulic del sistema de fre, cal mirar les especificacions dels diferents elements que el formen i amb quins fluids són compatibles.

Mirant els blocs de dades dels fabricants de les pinces de fre ISR, les bombes de fre *APracing* i les línies hidràuliques J.Juan, s'ha vist que tots els components són compatibles amb líquid hidràulic de frens DOT4. Analitzant els diferents productes disponibles al mercat, s'ha vist que el que presenta millors propietats és el MOTUL RBF660, que costa pràcticament el mateix que els demés líquids DOT4, però les propietats són molt millors (incloses a l'annex C4).

Fig 58. Líquid de fre RBF660

14. Càlculs

En aquest apartat s'explicaran els càlculs i procediments emprats per dissenyar, dimensionar i validar correctament els diferents elements del conjunt.

14.1. Simulacions MEF

En aquest apartat es mostren captures dels resultats obtinguts de la simulació mitjançant *SOLIDWORKS software*. Les condicions de contorn emprades són les més semblants a les diferents situacions i les forces aplicades en cada punt per cada situació estan incloses en l'annex B, i han sigut proporcionades pel departament de suspensions.

12.1.1. Simulacions del conjunt anterior

Per simular la mangueta i el suport superior, s'ha simulat directament el conjunt, per tal de guanyar realisme en el comportament de les connexions.

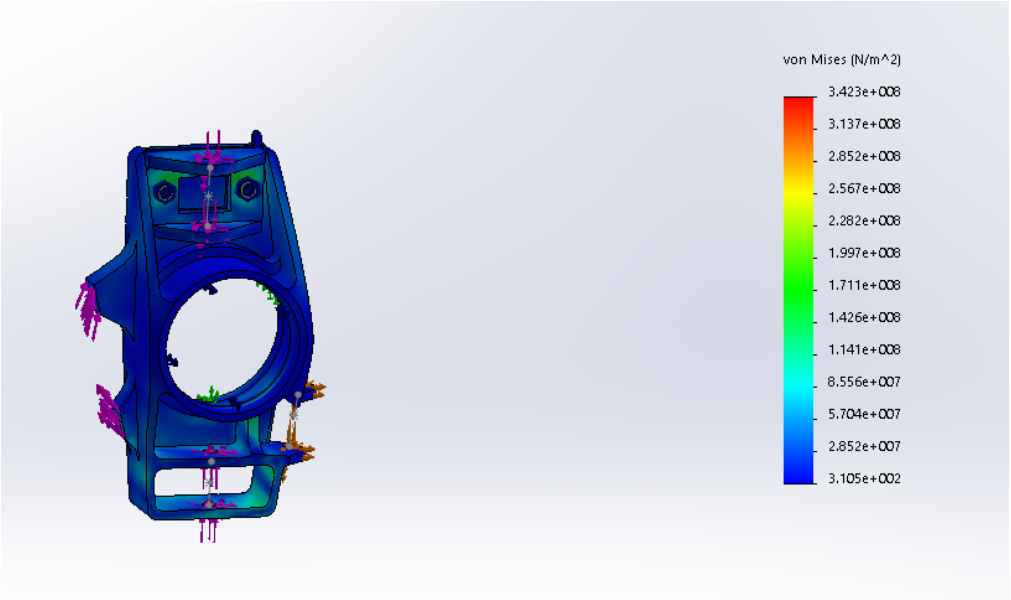


Fig 59. Simulació de la mangueta juntament amb el suport, en la situació més crítica [imatge d'autor]

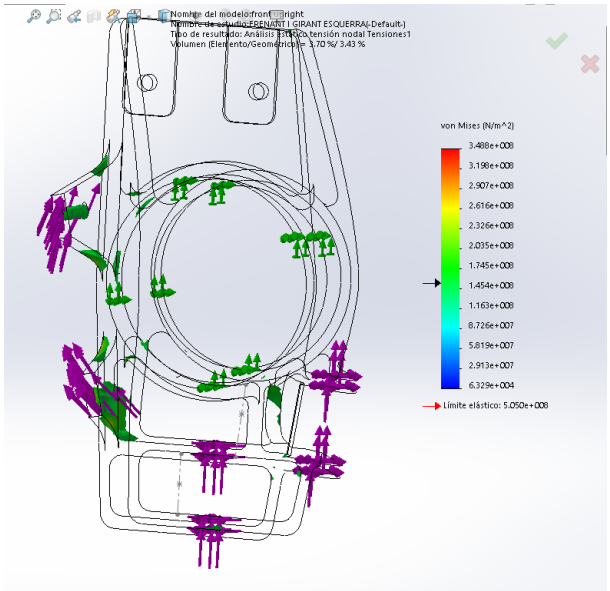


Fig 60.isosuperfícies de tensions de la simulació anterior [imatge d'autor]

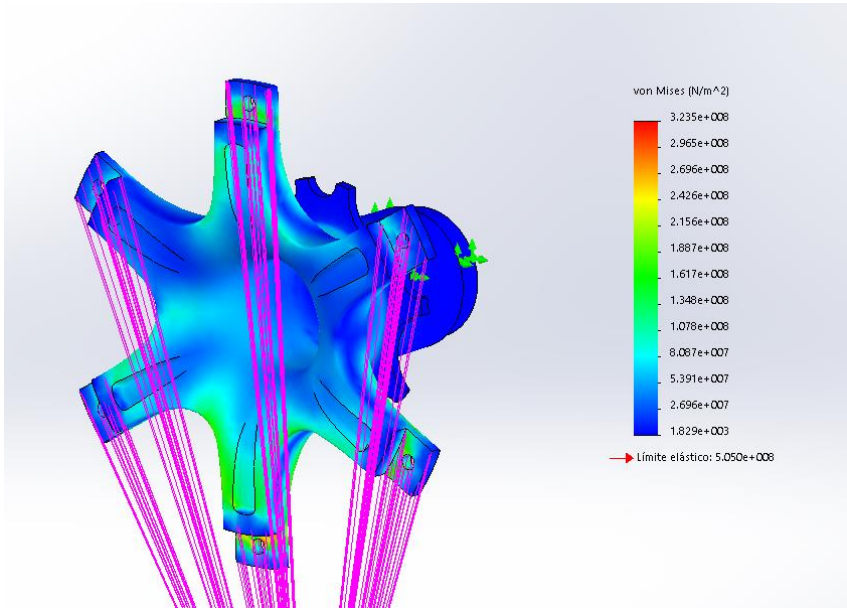


Fig 61. Simulació de la boixa anterior en gir i frenada màxima [imatge d'autor]

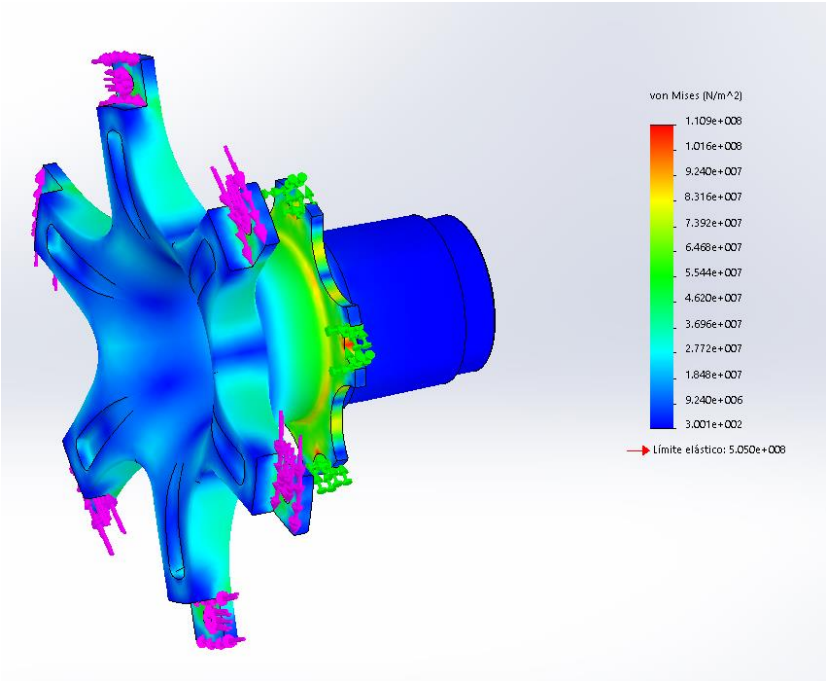


Fig 62. Simulació de la Boixa anterior a torsió per frenada [imatge d'autor]

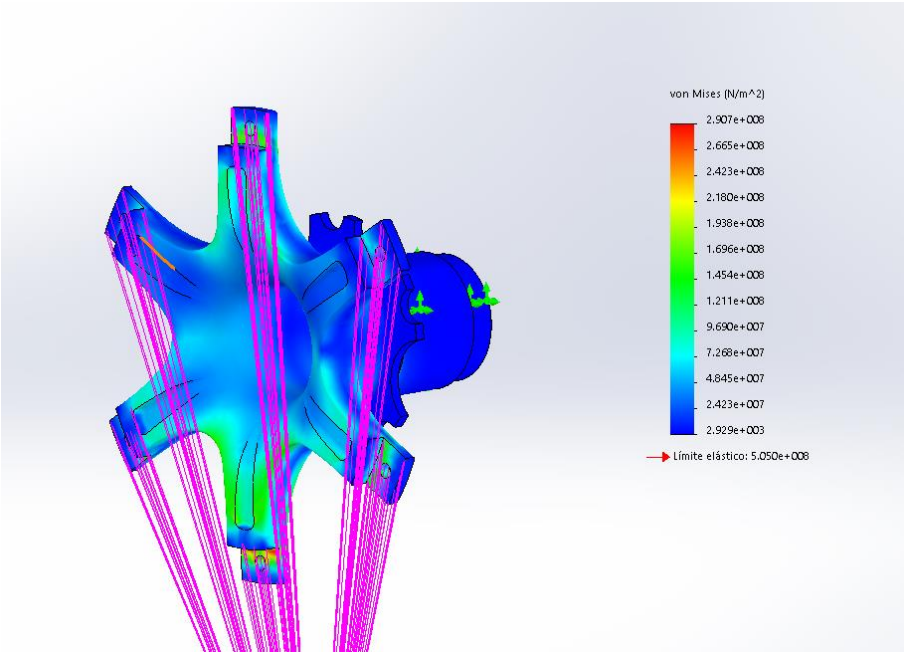


Fig 63. Simulació de la boixa anterior girant [imatge d'autor]

12.1.2. Simulacions del conjunt posterior

Per validar el conjunt posterior s'ha simulat també el conjunt mangueta suport superior per acostar-se més a la realitat.

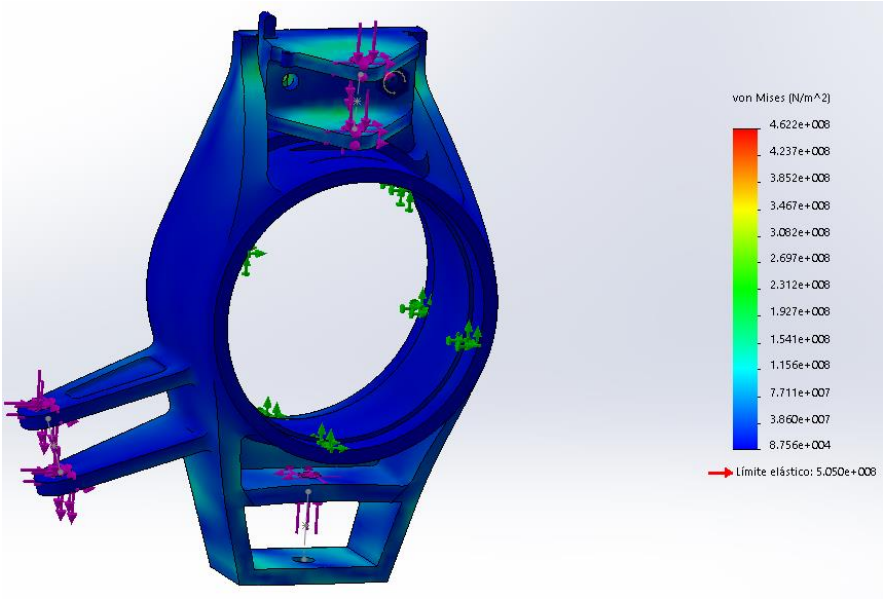


Fig 65. Simulació del conjunt posterior accelerant i girant a la Esquerra [imatge d'autor]

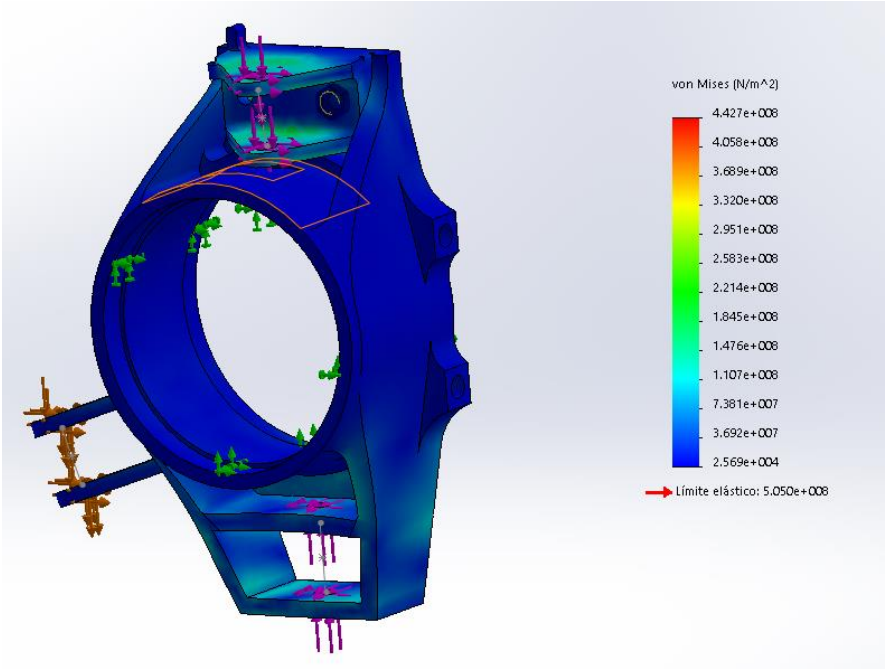


Fig 64. Simulació del conjunt posterior accelerant i girant a la dreta [imatge d'autor]

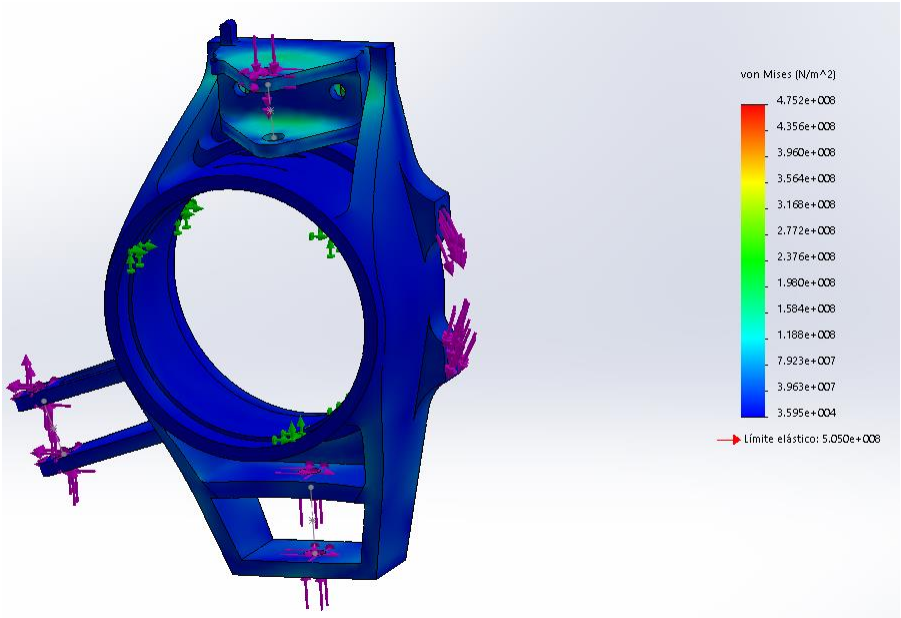


Fig 67. Simulació del conjunt posterior frenant i girant dreta [imatge d'autor]

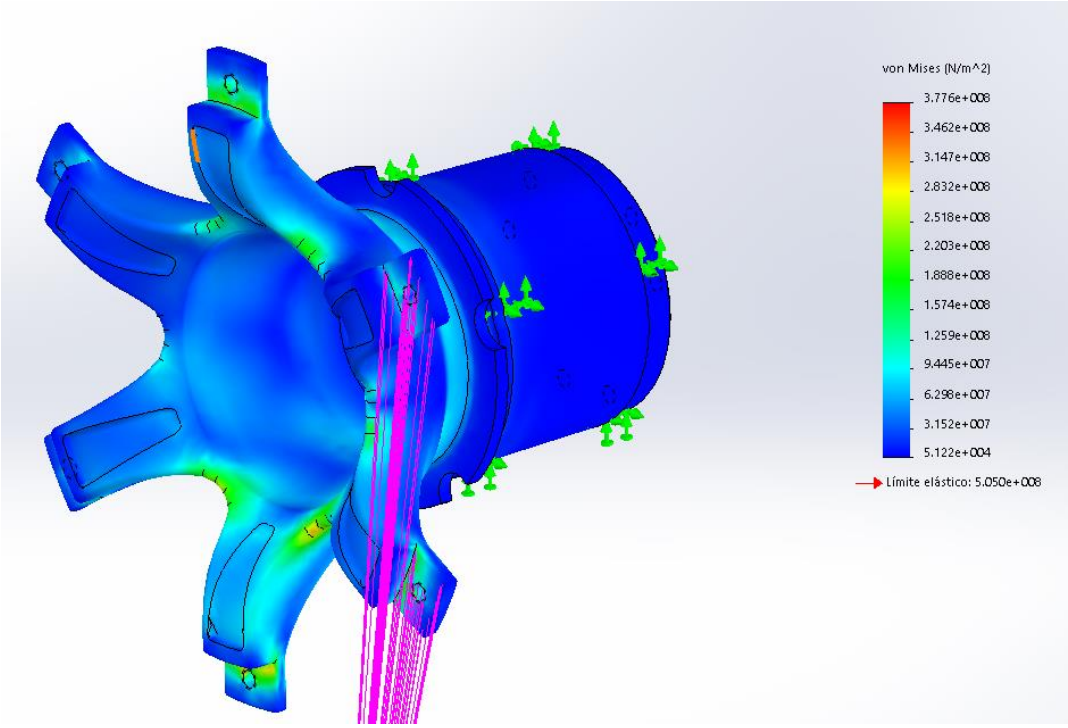


Fig 66. Simulació de la boixa posterior accelerant i girant dreta [imatge d'autor]

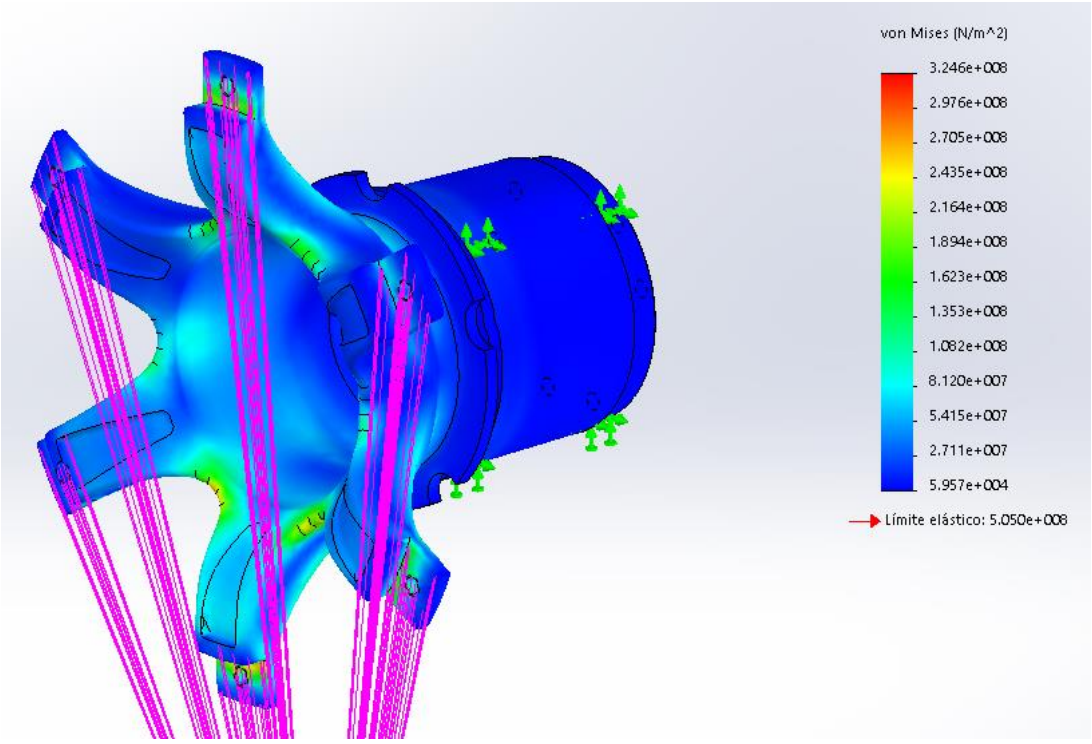


Fig 69. Simulació de la boixa posterior frenant i girant [imatge d'autor]

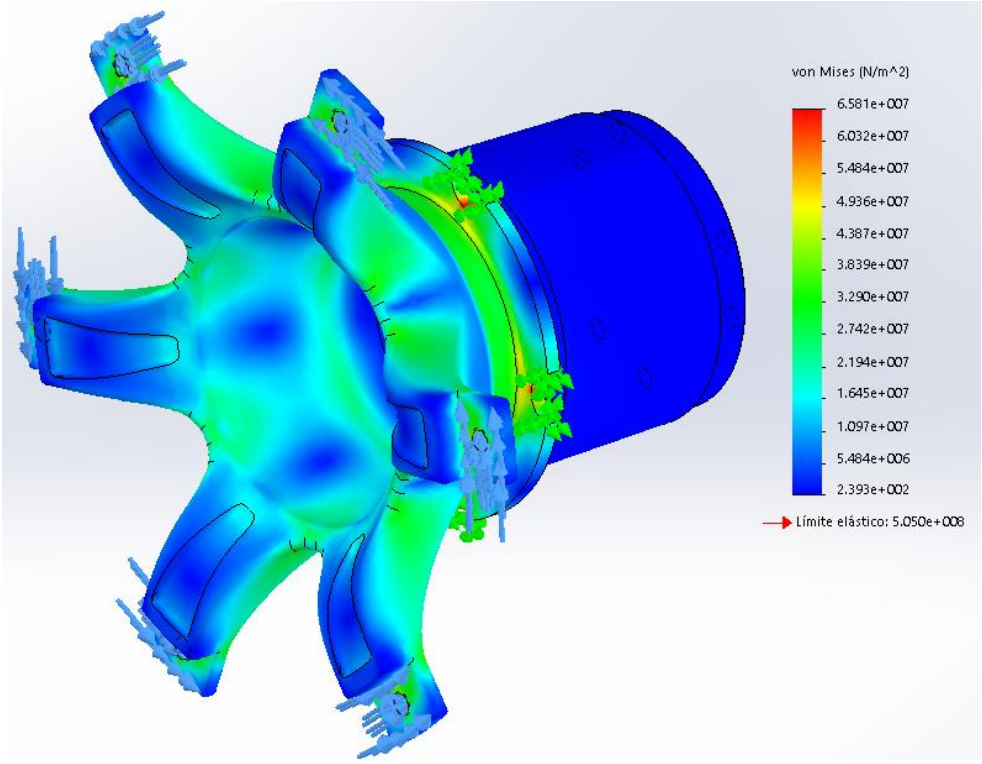


Fig 68. Simulació de la boixa posterior amb torsió de frenada [imatge d'autor]

14.2. Càlcul del sistema de frenat

Per a poder fer un bon dimensionat del sistema de fre, que satisfaci totes les sol·licitacions i que a més sigui versàtil a totes les condicions possibles, cal fer moltes iteracions de les formules abans explicades. És per això que s'ha optat per introduir totes les formules a un full de càlcul *excel*, de tal manera que introduint noves característiques dels components, et calculi el parell generat a cada roda.

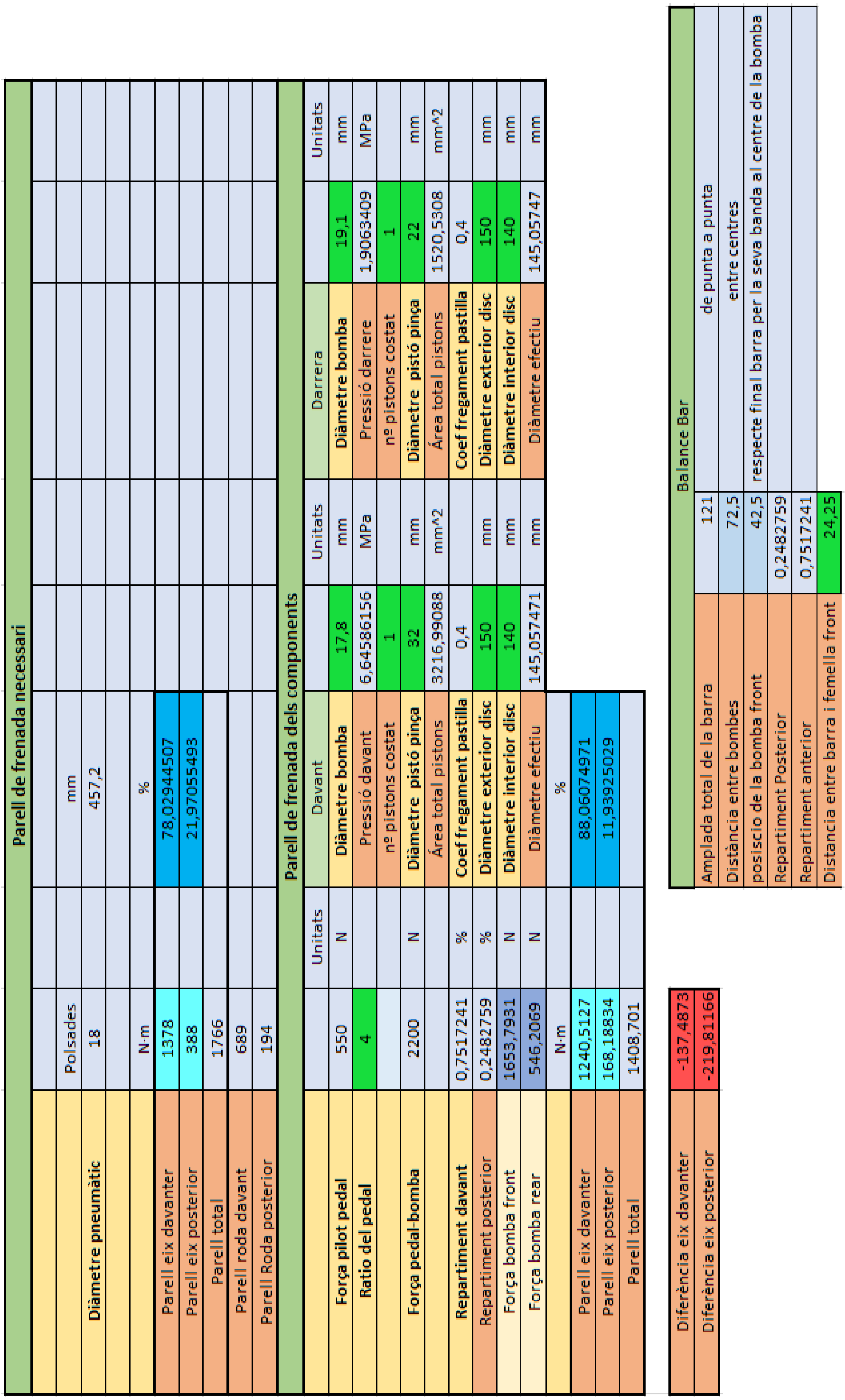
També s'ha introduït la posició en la que es troba la *balance bar*, ja que aquesta és la que permetrà ajustar-se a totes les situacions necessàries, degut a que és l'únic component ajustable.

12.2.1. Funcionament del full *excel*

Per tal d'entendre millor el funcionament d'aquesta fulla *excel*, les caselles de variables amb les que s'ha d'anar jugant, s'han pintat de color verd viu. Els parells desitjats estan a la part superior en color cian, i els parells obtinguts amb el sistema introduït també estan en cian, però a la part inferior, i la diferència numèrica entre el parell desitjat i l'obtingut esta en vermell pàl·lid.

És important fixar-se a part de en el parell generat, en el repartiment obtingut, ja que si el parell obtingut es inferior al desitjat, és suficient amb que el pilot exerceixi més força sobre el pedal de fre. Però si el repartiment no es l'adequat, no és pot ajustar en cursa a excepció que es faci ús d'un conjunt que permet ajustar la *balance bar* des del panell d'instruments.

Per a fer una primera iteració es col·locarà la *balance bar* en la posició mitja, unes bombes de ¾ de polsada i l'altra de 0,70 polzades, una pinça de doble pistó a l'eix anterior de 32mm de diàmetre, a l'eix posterior una de doble pistó de 22mm de diàmetre i uns discs iguals pels dos eixos de 150mm diàmetre exterior i 140mm diàmetre interior.



Parell de frenada necessari								
	Polsades		mm					
Diàmetre pneumàtic	18		457,2					
	N·m		%					
Parell eix davanter	1378		78,02944507					
Parell eix posterior	388		21,97055493					
Parell total	1766							
Parell roda davant	689							
Parell Roda posterior	194							
Parell de frenada dels components								
		Unitats	Davant		Unitats	Darrera		Unitats
Força pilot pedal	550	N	**Diàmetre bomba**	17,8	mm	**Diàmetre bomba**	19,1	mm
Ratio del pedal	4		Pressió davant	6,64586156	MPa	Pressió darrere	1,9063409	MPa
			nº pistons costat	1		nº pistons costat	1	
Força pedal-bomba	2200	N	**Diàmetre pistó pinça**	32	mm	**Diàmetre pistó pinça**	22	mm
			Área total pistons	3216,99088	mm^2	Área total pistons	1520,5308	mm^2
Repartiment davant	0,7517241	%	**Coef fregament pastilla**	0,4		**Coef fregament pastilla**	0,4	
Repartiment posterior	0,2482759	%	**Diàmetre exterior disc**	150	mm	**Diàmetre exterior disc**	150	mm
Força bomba front	1653,7931	N	**Diàmetre interior disc**	140	mm	**Diàmetre interior disc**	140	mm
Força bomba rear	546,2069	N	Diàmetre efectiu	145,057471	mm	Diàmetre efectiu	145,05747	mm
	N·m		%					
Parell eix davanter	1240,5127		88,06074971					
Parell eix posterior	168,18834		11,93925029					
Parell total	1408,701							

Diferència eix davanter	-137,4873
Diferència eix posterior	-219,81166

Balance Bar		
Amplada total de la barra	121	de punta a punta
Distància entre bombes	72,5	entre centres
posiscio de la bomba front	42,5	respecte final barra per la seva banda al centre de la bomba
Repartiment Posterior	0,2482759	
Repartiment anterior	0,7517241	
Distancia entre barra i femella front	24,25	

Taula 1. Primera iteració del repartiment de frenat

Amb la configuració abans comentada, s'obtindria un repartiment del 88% anterior, 12% posterior. Comparat amb el 78%-22% necessari, es comprova que no és una configuració adequada pel nostre monoplaça. Per tant caldrà seguir iterant amb diferents components.

Finalment amb les pinces seleccionades, les bombes i discs de fre, s'obtè un repartiment de frenada del 78,3% anterior, 21,7%posterior, que es molt semblant al parell desitjat.

Parell de frenada necessari

	Polsades	mm	
Diàmetre pneumàtic	18	457,2	
	N·m	%	
Parell eix davanter	1378	78,02944507	
Parell eix posterior	388	21,97055493	
Parell total	1766		
Parell roda davant	689		
Parell Roda posterior	194		

Parell de frenada dels components

	Unitats	Davant	Unitats	Darrera		Unitats
Força pilot pedal	N	550				
Ratio del pedal		4				
Diàmetre bomba		17,8	mm	Diàmetre bomba	19,1	mm
Pressió davant		5,39595182	MPa	Pressió darrere	2,99189612	MPa
nº pistons costat		2		nº pistons costat	1	
Força pedal-bomba	N					
Diàmetre pistó pinça		25	mm	Diàmetre pistó pinça	25	mm
Área total pistons		3926,99082	mm^2	Área total pistons	1963,495408	mm^2
Repartiment davant	%	0,6103448		Coef fregament pastilla	0,4	
Coef fregament pastilla		0,4				
Repartiment posterior	%	0,3896552		Diàmetre exterior disc	180	mm
Diàmetre exterior disc		180	mm	Diàmetre exterior disc	180	mm
Força bomba front	N	1342,7586				
Diàmetre interior disc		128	mm	Diàmetre interior disc	128	mm
Força bomba rear	N	857,24138				
Diàmetre efectiu		155,463203	mm	Diàmetre efectiu	155,4632035	mm
	N·m	%				
Parell eix davanter		1317,697	78,29411213			
Parell eix posterior		365,31206	21,70588787			
Parell total		1683,009				

Diferència eix davanter	-60,303013
Diferència eix posterior	-22,687944

Força frenada eix davanter	5061,2521
Força frenada eix posterior	1403,1575
Força total	6464,4096

Balance Bar

Amplada total de la barra	121
Distància entre bombes	72,5
posiscio de la bomba front	32,25
Repartiment Posterior	0,38965517
Repartiment anterior	0,61034483
Distancia entre barra i femella front	14

de punta a punta
entre centres
respecte final barra per la seva banda al centre de la bomba

Taula 2. Càlcul del parells generats segons els components finals

15. Anàlisi de l'impacte ambiental

Aquest apartat pretén estudiar l'impacte ambiental dels diferents elements del conjunt roda. Es pot dividir l'impacte ambiental en fabricació, vida útil i processat dels residus.

15.1. Fabricació

Per a la fabricació dels diferents components s'ha de diferenciar entre els components de fabricació pròpia i els comercials. Els de fabricació pròpia són majoritàriament d'alumini tractat tèrmicament i d'acers.

13.1.1. Obtenció de matèria prima

L'alumini es el tercer element químic més abundant a l'escorça terrestre, representa aproximadament el 7% en massa. Tot i ser tan abundant, sempre es troba combinat amb altres materials i això provoca que una gran part no pot ser extret. Principalment s'extreu d'una argila anomenada bauxita, bastant abundant a alguns països d'Amèrica.

Per extreure l'alumini de la bauxita, principalment s'utilitza el procés de Bayer i el procés de *Hall-Héroult*. En els dos procediments es necessària una gran quantitat d'energia. També es pot obtenir alumini a partir del reciclatge de residus d'aquest metall, aquest procés requereix molta menys energia que el procediment abans comentat.

L'acer es pot obtenir a partir del mineral de ferro o del reciclatge de ferralla, un altre cop l'opció de reciclar es molt més convenient pel que fa a despesa energètica.

13.1.2. Mecanització

Per a poder obtenir els diferents components del sistema s'utilitzen diferents tipus de mecanitzat com poden ser un torn o fresa CNC o sistemes més avantguardistes com electroerosió.

Durant els processos de mecanitzat convencionals, cal considerar l'energia consumida per la maquinària, el desgast d'eines amb una vida útil finita i l'ús de *taladrina* i el seu posterior reciclat com a residu químic.

En el mecanitzat per electroerosió, la peça es submergida en un bany d'aigua desionitzada i tallada a traves d'un fil. Els residus d'aquest procés són les restes del brut de material i aigua.

15.2. Vida útil

Degut a la curta vida que tindran els diferents conjunts, l'únic residu es el reemplaçament de les pastilles de fre gastades per unes de noves.

15.3. Tractament de residus

La vida útil en funcionament d'un monoplaça d'aquestes característiques es molt curta, però un cop finalitzades les competicions servirà com a cotxe d'exposició per a fires i esdeveniments.

Si algun dia es necessari desfer-se del vehicle, es procedirà al desmantellament i separació dels diferents materials i es procedirà a dur-ho a un punt de reciclatge tal com una deixalleria.

Conclusions

Un cop finalitzat el treball, és possible treure certes conclusions sobre els resultats obtinguts, però hi ha altres aspectes que no es podran valorar fins a tenir les diferents parts fabricades i muntades al monoplaça, i altres que no es coneixeran fins a acabades les competicions a les que s'hi participarà.

Pel que fa als objectius establerts al començament de la temporada i als comentats a l'inici del treball, es pot dir que ha estat tot un èxit, ja que s'ha pogut dissenyar satisfactòriament un conjunt capaç de resistir els esforços als que és sotmès. Un altre èxit assolit és aconseguir que tots i cadascun dels elements encaixin entre ells i dins del reduït espai que permet la llanta de 10".

El sistema de frenat, també es pot considerar tot un èxit ja que s'ha dissenyat un conjunt de fre amb unes dimensions realment ajustades, capaç de bloquejar les rodes en qualsevol situació.

Respecte a aspectes a millorar un gran error d'aquesta temporada ha estat el fet de que el cap de tots els departaments mecànics tingui carrega tècnica, que aquesta ha estat l'explicat en aquest treball. Aquest fet ha provocat que, a causa de la gran càrrega de feina, s'hagi produït un desfasament entre el disseny de la geometria i el disseny del conjunt roda, que com qualsevol conjunt esta condicionat per tots i cadascun dels elements que té en contacte. El mètode correcte de dissenyar conjunts d'aquest tipus es en conjunt i anar adaptant els elements a la vegada perquè s'acoblin a la perfecció. En canvi aquesta temporada el disseny del conjunt roda estava en una situació molt prematura quan es va tancar la geometria de suspensió, i així obligant a tot el conjunt roda a adaptar-se. És per això que s'hi poden trobar solucions altament complicades que dificulten el disseny i el seu ajust durant les competicions, però s'han buscat solucions que no comprometin la resistència ni la vida útil del conjunt.

Pel que fa al treball, es considera que aquest no fa justícia a la gran quantitat de càlculs, iteracions i problemes trobats durant l'estudi, el disseny i tota l'etapa on s'han de buscar empreses on fabricar els diferents components. Tampoc amb l'enorme quantitat d'hores dedicades a aquest projecte ja que la dedicació personal d'aquesta temporada equivaldria a jornada completa.Pressupost i/o Anàlisi Econòmica

En aquest apartat es pretén mostrar numèricament el cost monetari per a la realització del mateix, en tots aquells camps que es puguin quantificar.

Components comercials

Per a poder dur a terme el disseny efectuat en aquest treball cal, a més de fabricar els components propis, obtenir-ne de comercials i evidentment aquests tenen un cost.

Component	Preu unitari	Unitats	Preu total
Rodament 619110-2RSR	55,00	2	110,00
Rodament 61911-2RSR	59,00	2	118,00
Rodament 61815-2RSR	78,00	2	156,00
Rodament 61816-2RSR	83,00	2	166,00
Pinça 22-048-OB	211,75	2	423,50
Pinça 22-049-OC	125,12	1	125,12
Pinça 22-049-OD	125,12	1	125,12
Bomba APracing CP7855	258,59	2	517,18
Líquid Motul RBF600	13,4	1	13,4
Balance bar tilton 72-250	52,67	1	52,67
Cargolaria necessària			30,00
Total			1.836,99

Taula 3. Cost dels components comercials

Costos mecanitzats i fabricació a mida

Tot i que aquest treball consisteixi en l'estudi i disseny, s'ha considerat apropiat contar el cost de fabricació real dels components, ja que es tracta de peces que s'han enviat a fabricar i es té la valoració econòmica de cada component.

Component	Cost unitari	Unitats	Cost total
Boixes anteriors	700,00	2	1400,00
Boixes posteriors	700,00	2	1400,00
Suport superior anterior	90,00	2	180,00
Mangueta anterior	400,00	2	800,00
Suport superior posterior	200,00	2	400,00
Mangueta posterior	450,00	2	900,00
Tapa boixa anterior	5,00	2	10,00
Tapa boixa posterior	70,00	2	140,00
Allotjament junta tripod	500,00	2	1000,00
Discs de fre 3mm	150,00	2	300,00
Disc de fre 4mm	150,00	2	300,00
Joc de tubs hidràulics pel sistema de frenat	200,00	2	400,00
Separadors de caiguda	2,00	20	40,00
Separadors de rotula	3,00	24	72,00
Total			7.270,00

Taula 4. Cost components mecanitzats o a mida

Costos d'enginyeria

Aquest apartat té l'objectiu de comptabilitzar i quantificar les hores dedicades a la realització d'aquest treball.

Motiu	Unitats	Preu unitari	Preu total
Hores enginyer *junior*	400 hores	15eur/hora	6.000,00
Hores enginyer *senior*	10 hores	60eur/hora	600,00
Total			6.600,00

Taula 5. Cost hores enginyeria

Costos de *Software*

Per a poder realitzar aquest treball, s'ha fet us de diferents programes informàtics. Alguns d'ells el cost real és nul degut a una relació de patrocini, però s'ha trobat adequat considerar-los.

Programa	Preu unitari
SolidWorks	6.000,00
Pack office	45,00
Total	6.045,00

Taula 6. Costos de software

Cost total

Un cop analitzats els costos per separat, cal sumar-los per a fer-se una idea del cost global del treball.

Motiu	Cost
Components comercials	1.836,99

Mecanitzats i fabricació a mida	7.270,00
Enginyeria	6.600,00
Software	6.045,00
Total	21.751,99

Realment el cost real per a dur a terme aquest treball és molt inferior, però si és volgués dur a terme un projecte d'aquest tipus sense col·laboracions de patrocini, aquest seria el cost.

Bibliografia

Richard G. Budynas, *Shigley's Mechanical Engineering Design,*

Eriksson M, Bergman F, Jacobson S. *On the nature of tribological contact in Automotive brakes.* Wear, 2002.

Buckley DH. *Surface Effects in Adhesion, Friction, Wear and Lubrication, Tribology Series 5.* Amsterdam: Elsevier, 1981.

Milliken, William F. i Milliken, Douglas L. *Race car vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1995.

Smith, Carroll. *Tune to Win*. Aero Publisher, 1978.

Webgrafia destacada:

Article sobre els frens de fibra de carboni emprats a moto GP:

http://www.motogp.com/es/noticias/2005/05/07/una-mirada-a-los-frenos-de-fibra-de-carbono-de-kawasaki/138431

Base de dades de la que s'han extret alguns blocs de dades:

https://es.scribd.com/document/285186134/Cataleg-PKT-117?doc_id=285186134&download=true&order=444721912

Dades tècniques sobre l'alumini emprat en els diferents components:

http://www.balumer.com/index.php

Article sobre pastilles de fre:

http://www.hotrod.com/articles/hrdp-1003-brake-pad-technology/

Bloc de dades del líquid de fre:

https://s3-eu-west-1.amazonaws.com/motul-production2/images/product_descriptions/technical_data_sheets/2635/RBF_600_Factory_Line__28GB_29.pdf?1492016152

Article sobre l'obtenció d'alumini:

http://www.ejemplos.co/de-donde-se-obtiene-el-aluminio/

Web on és pot comprar software:

https://www.cimworks.es/precios-solidworks/

Medias de Schaeffler:

http://medias.schaeffler.com/medias/

Normativa Formula Student Germany:

https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/rules-2018-v11-published/

Bibliografia de fotografies

Fig 1. http://formulastudent.es/wp-content/uploads/2017/08/FSS-teams-photo-2017.jpg

Fig 2. https://www.etechracing.es/

Fig 3. https://www.etechracing.es/

Fig 4. https://www.etechracing.es/

Fig 6. https://www.eplanusa.com/us/solutions/electrical-engineering/eplan-harness-prod/customer-case-stories/detailansicht/exampledetail/eplan-harness-prod-for-harness-development-in-racecar-construction-6/

Fig 7. https://www.greenteam-stuttgart.de/en/e0711-8-2016-2017/

Fig 8. http://blackwave.de/en/formula-student-carbon-rim/

Fig 10. https://www.micksgarage.com/blog/do-your-wheel-bearings-need-replacing/

Fig 11. . https://www.pinterest.es/pin/847732329830538040/

Fig 25 .https://tireburnout.wordpress.com/2014/02/27/los-angulos-en-rueda-tan-conocidos-y-desconocidos/

Fig 36. https://matscicarclutch.wordpress.com/

Fig 38. http://www.autoanything.com/brakes/the-best-brake-pads-ceramic-or-metallic.aspx

Fig 39. http://www.autoanything.com/brakes/the-best-brake-pads-ceramic-or-metallic.aspx

Fig 40. https://www.ebay.co.uk/itm/NEW-CARBONE-INDUSTRIE-F1-Carbon-Fibre-Brake-Pads-Formula-1-Marussia-Manor-Racing-/232403164225

Fig 41. http://8000vueltas.com/2012/02/13/la-guia-definitiva-sobre-frenos-parte-2-mejorando-tu-sistema

Fig 42. https://junglefenderflares.com/blog/adjusting-brake-bias-using-a-balance-bar-with-tilton-engineering/

Fig 43. http://8000vueltas.com/2012/02/13/la-guia-definitiva-sobre-frenos-parte-2-mejorando-tu-sistema

Fig 47. https://www.integy.com/st_prod.html?p_prodid=8277#.Wuo9zYiLRhE

Fig 46. https://udgracingteam.files.wordpress.com/2015/01/greenteam-stuttgart03.jpg

Fig 54. http://www.isrbrakes.se/catalogue/

Fig 57. http://www.isrbrakes.se/catalogue/

Fig 58. https://www.amazon.es/dp/B004LF1U5O/ref=asc_df_B004LF1U5O52147663/?tag=googshopes-21&creative=24538&creativeASIN=B004LF1U5O&linkCode=df0&hvdev=c&hvnetw=g&hvqmt

Annex A. Dimensionat dels rodaments

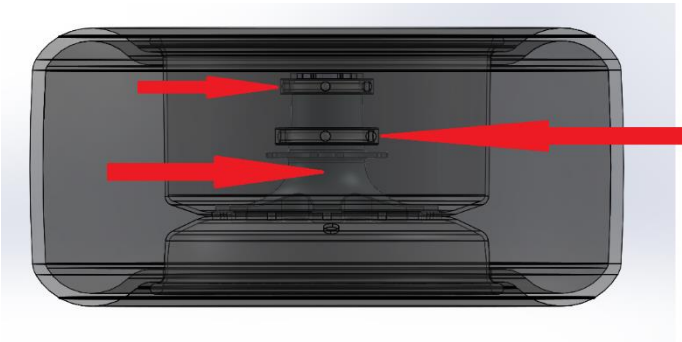
En aquest apartat s'explicarà de manera més detallada els procediments realitzats per a l'estudi i selecció dels rodaments dels sistemes anterior i posterior.

A1. Caracterització de les càrregues aplicades als rodaments

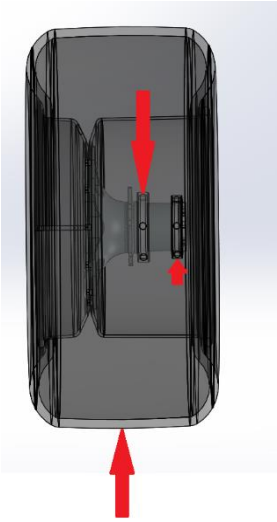
Per poder fer una bona selecció dels rodaments necessaris cal saber quines son les forces que arriben a aquests, sabem les forces que genera el pneumàtic, per tant amb els coneixements bàsics de l'assignatura sistemes mecànics es calculen les carregues als rodaments.

En aquest apartat no s'explicaran els càlculs, però si es mostrarà de manera il·lustrativa les reaccions que generen els rodaments.

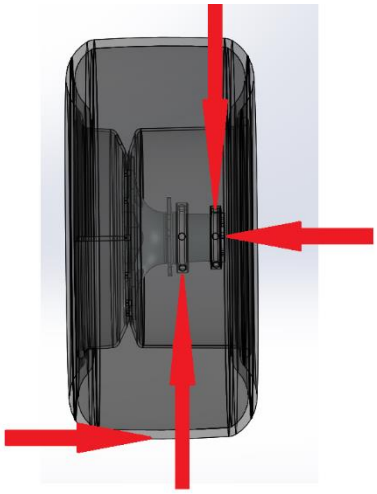
Les forces que genera el pneumàtic es poden simplificar en 3 eixos, longitudinal, lateral i vertical. La força longitudinal es generada únicament quan es produeix algun esforç a torsió a la boixa, es a dir, al accelerar o frenar. Les reaccions als rodaments seran doncs:



La força vertical es generada pel pes del vehicle i les seves reaccions com podem veure no tenen un valor gaire elevat.



La càrrega lateral que general el pneumàtic genera unes reaccions de valor molt elevat degut a la distancia a la que es troba respecte els rodaments i el moment que genera.



Un cop estudiades les direccions de les càrregues aplicades als rodaments i mitjançant els coneixements adquirits en les diferents assignatures de la carrera, és relativament senzill calcular la força aplicada a cada rodament.

A2. Selecció dels rodaments

Els càlculs necessaris per a seleccionar correctament els rodaments es poden fer mitjançant una sèrie de formules i taules del fabricant. Però per a simplificar aquest treball s'ha considerat més apropiat explicar com es seleccionen els rodaments a través del software online disponible a la web del fabricant de rodaments *Schaeffler*.

A la web de *Schaeffler* trobem una eina anomenada *medias*, on s'hi ha de seleccionar el tipus de rodament que interessa, el tipus de lubricant i el tipus de sol·licitacions.

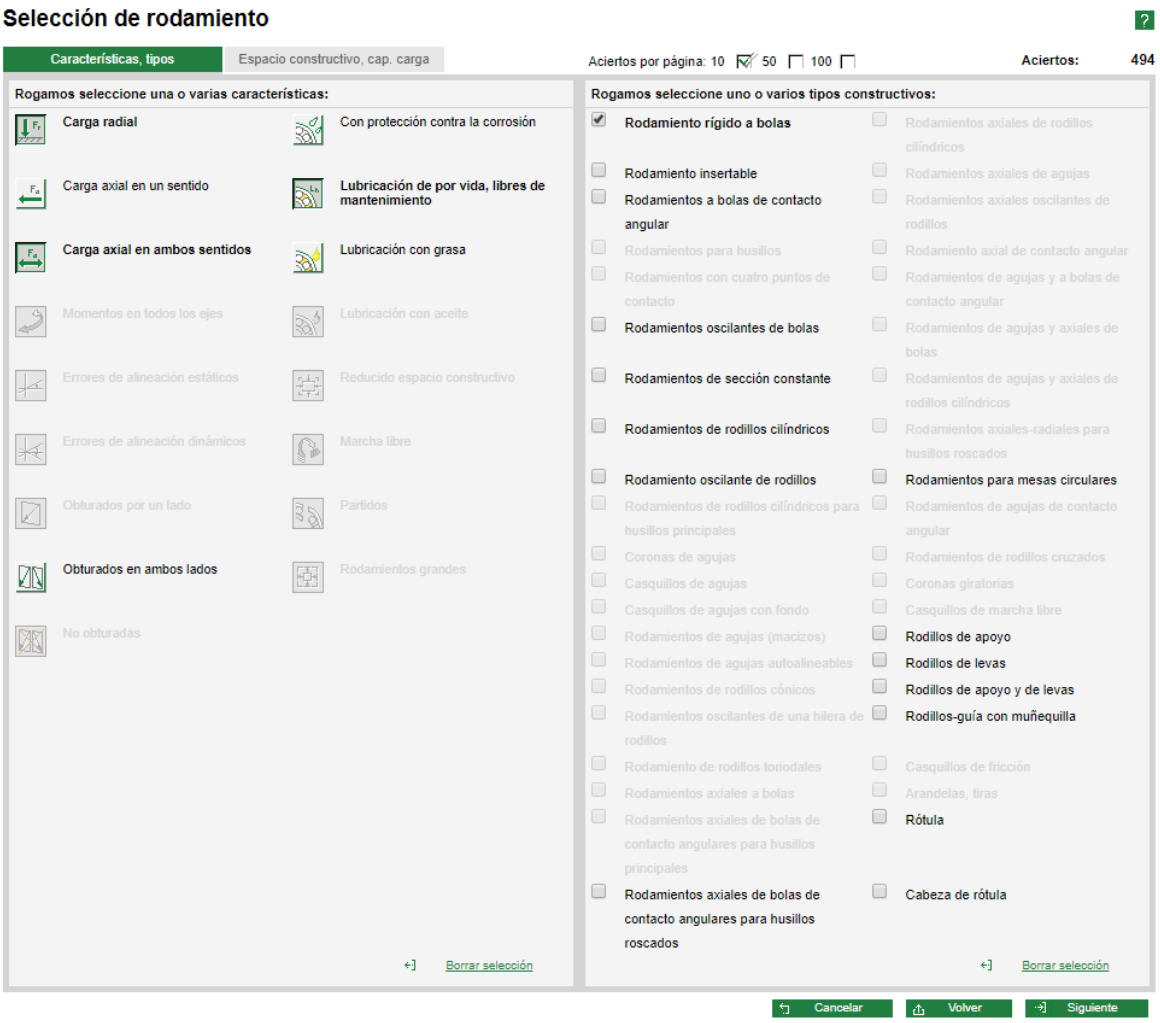


Fig 70. Medias de Schaeffler, característiques

Un cop definit el tipus de rodament desitjat, es passa a la següent pestanya, on s'introdueixen els valors dels que es disposi.

A mesura que s'hi van introduint dades, a la part superior dreta apareixen el nombre de coincidències, que a mesura que s'afegeixen més dades, aquestes es van reduint.

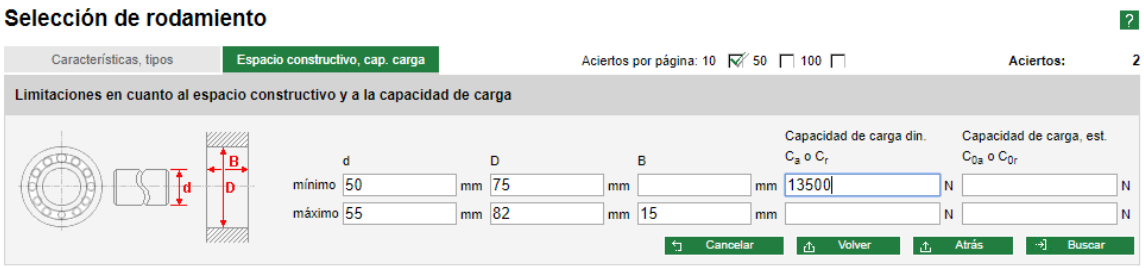


Fig 71. Medias de Schaeffler espai i capacitat de càrrega

Finalment cal clicar a sobre del boto de Buscar i apareixen els models de rodaments que compleixen tots els nostres requeriments.

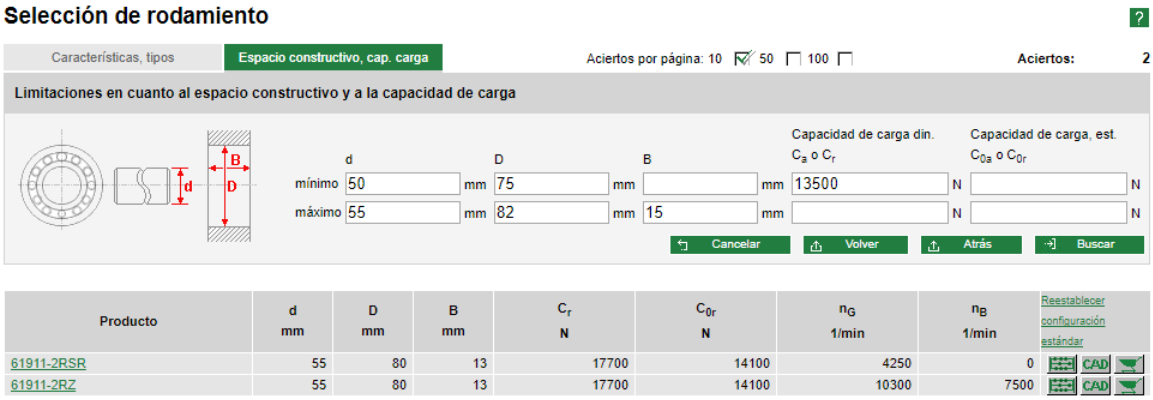


Fig 72. Medias de Schaeffler, coincidencies

A la figura anterior s'hi mostren els resultats obtinguts per les sol·licitacions del rodament anterior extern, i el rodament seleccionat per a aquest cas és el 61911-RSR.

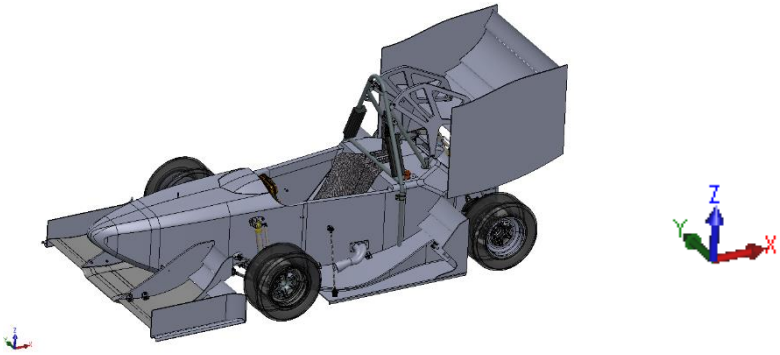
Seguint el mateix procediment per als altres rodaments, és decideix que els més adients per a les nostres sol·licitacions són els 61910-2RSR i 61911-2RSR per l'eix anterior, i 61815-2RSR-Y i 61816-2RSR-Y per l'eix posterior.

Els blocs de dades dels rodaments seleccionats es troben adjunts a l'annex C.

Annex B. Condicions de contorn per les simulacions

Per comprovar la resistència dels diferents dissenys s'ha utilitzat la plataforma de simulació del *SOLIDWORKS,* amb les forces subministrades pel departament de suspensions que s'han calculat a través del *LOTUS software* i d'uns fulls *excel* per tractar els valors donats.

B1. Forces a aplicar



Les forces generades pels pneumàtics són:

TRANSMI					
Acceleració X		Acceleració Y	Rear FZ	Rear FX max	Rear Torque Max
Estàtic	0 G	0 G	883 N	2470 N	563 Nm
Accelerating	2,59 G	0G	1865 N	3812 N	869 Nm

Taula 7. Forces generades al pneumàtic posterior accelerant i en estàtic

BRAKES								
	Acceleració X	Acceleració Y	Rear FZ	Rear FX max	Rear Torque Max	Front FZ	Front FX max	Front Torque Max
Estàtic	0 G	0 G	883 N	2470 N	563 Nm	588 N	1576 N	359 Nm
Braking	- 2,78 G	0G	217 N	788 N	179 Nm	1253 N	3295 N	751 Nm

Taula 8. . Forces generades al pneumàtic anterior en frenada i estàtic

SUSPENSIÓ			FRONT					
SITUACIÓ: Girant cap a la dreta			Left			Right		
	Acceleració X	Acceleració Y	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ
ACCELERATING + CORNERING	2,59 G	2,88 G	0 N	3513 N	1770 N	0 N	183 N	83 N
BRAKING + CORNERING	- 2,78 G	2,88 G	- 3295 N	3513 N	1770 N	- 3295 N	183 N	1253 N

Taula 9. Forces generades al pneumàtic en situació combinada a l'eix anterior

SUSPENSIÓ			REAR					
SITUACIÓ: Girant cap a la dreta			Left			Right		
	Acceleració X	Acceleració Y	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ
ACCELERATING + CORNERING	2,59 G	2,88 G	3812 N	4236 N	2194 N	3812 N	541 N	1865 N
BRAKING + CORNERING	- 2,78 G	2,88 G	- 788 N	4236 N	2194 N	- 788 N	541 N	248 N

Taula 10. Forces generades al pneumàtic en situació combinada a l'eix anterior

B1.1. Forces combinades accelerant i girant a la dreta

Els valors mostrats a les taules següents son les forces en cada punt articulat en les direccions indicades.

	Punts anterior esquerra					
		X	Y	Z	Radial	Axial
1	lower wishbone front pivot	3,77	-3436,46	423,76	3436,462068	423,76
2	lower wishbone rear pivot	2,88	-3709,9	457,45	3709,901118	457,45
3	lower wishbone outer ball	6,66	-7146,36	881,2	7146,363103	881,2
4	upper wishbone front pivot	-9,75	1703,89	-433,54	1703,917895	-433,54
5	upper wishbone rear pivot	2,83	1930,56	-490,93	1930,562074	-490,93
6	upper wishbone outer ball	-7,18	3217,45	1005,16	3217,458011	1305,16
10	inner track rod ball joint	0,52	415,91	-58,58	415,9103251	-58,58
9	outer track rod ball joint	0,52	415,91	-58,58	415,9103251	-58,58
7	push rod wishbone end	0,25	417	-327,38	417,0000749	-327,38
8	push rod rocker end	0,25	417	-327,38	417,0000749	-327,38
15	rocker axis 1st point	-0,13	-245,67	36,64	245,6700344	36,64
16	rocker axis 2nd point	-0,13	-247,19	36,02	247,1900342	36,02
	Spring1	0	75,58	253,71	75,58	253,71

Taula 11. Forces aplicades als punts anteriors esquerres al accelerar i girar

Punts anterior drets						
		X	Y	Z	Radial	Axial
201	lower wishbone front pivot	-12,43	-154,49	-19,32	154,9892416	-19,32
202	lower wishbone rear pivot	-12,67	-80,01	-10,15	81,00696884	-10,15
203	lower wishbone outer ball	-25,1	-234,5	-29,47	235,8394793	-29,47
204	upper wishbone front pivot	9,13	-386,47	-95,39	386,5778289	-95,39
205	upper wishbone rear pivot	16,55	-520,25	-128,45	520,5131747	-128,45
206	upper wishbone outer ball	25,11	42,63	169,25	49,47553941	169,25
210	inner track rod ball joint	-0,01	8,87	1,25	8,870005637	1,25
209	outer track rod ball joint	-0,01	8,87	1,25	8,870005637	1,25
207	push rod wishbone end	0,57	-949,35	-745,32	949,3501711	-745,32
208	push rod rocker end	0,57	-949,35	-745,32	949,3501711	-745,32
215	rocker axis 1st point	-0,29	559,31	83,41	559,3100752	83,41
216	rocker axis 2nd point	-0,29	562,76	82,01	562,7600747	82,01
	Spring2	0	-172,47	578,98	172,47	578,98

Taula 12. Forces aplicades als punts anteriors drets al accelerar i girar

	Punts posterior esquerra					
		X	Y	Z	Radial	Axial
1	lower wishbone front pivot	4113,44	-10298,3	1292,01	11089,42611	1292,01
2	lower wishbone rear pivot	3349,88	1618,65	-142,91	3720,446725	-142,91
3	lower wishbone outer ball	7464,73	-8519,8	1274,73	11327,36448	1274,73
4	upper wishbone front pivot	-1923,74	4258,58	-1158,84	4672,930473	-1158,84
5	upper wishbone rear pivot	-1661,91	-838,51	208,35	1861,46283	208,35
6	upper wishbone outer ball	-3585,65	3420,07	1702,17	4955,17555	1502,17
10	inner track rod ball joint	-67,08	863,72	-126,72	866,3209364	-126,72
9	outer track rod ball joint	-67,08	863,72	-126,72	866,3209364	-126,72
7	push rod wishbone end	-1,41	-159,85	-125,62	159,8562185	-125,62
8	push rod rocker end	-1,41	-159,85	-125,62	159,8562185	-125,62
15	rocker axis 1st point	0,71	-30,37	66,78	30,37829817	66,78
16	rocker axis 2nd point	0,71	-24,95	58,86	24,96010016	58,86
	Spring1	0	213,66	-0,03	213,66	-0,03

Taula 13. Forces aplicades als punts posteriors esquerres al accelerar i girar

Punts posterior dreta						
		X	Y	Z	Radial	Axial
401	lower wishbone front pivot	4188,09	6810,31	878,26	7995,024712	878,26
402	lower wishbone rear pivot	3314,22	-6828,67	-759,94	7590,440579	-759,94
403	lower wishbone outer ball	7504,24	-237,64	290,65	7508,001781	290,65
404	upper wishbone front pivot	-1954,09	-2531,3	-696,69	3197,80353	-696,69
405	upper wishbone rear pivot	-1653,83	3313,79	871,13	3703,560157	871,13
406	upper wishbone outer ball	-3607,92	782,48	224,44	3691,796538	224,44
410	inner track rod ball joint	-84,33	-1085,85	-159,3	1089,119723	-159,3
409	outer track rod ball joint	-84,33	-1085,85	-159,31	1089,119723	-159,31
407	push rod wishbone end	-1,94	219,28	-172,33	219,2885816	-172,33
408	push rod rocker end	-1,94	219,28	-172,33	219,2885816	-172,33
415	rocker axis 1st point	0,97	41,67	91,61	41,68128837	91,61
416	rocker axis 2nd point	0,97	34,23	80,75	34,24374103	80,75
	Spring2	0	-293,63	-0,04	293,63	-0,04

Taula 14. Forces aplicades als punts posteriors drets al accelerar i girar

B1.2. Forces combinades frenant i girant a la dreta

	Punts anterior esquerra				
		X	Y	Z	Radial
1	lower wishbone front pivot	-3281,74	6765,72	-906,82	7519,626623
2	lower wishbone rear pivot	-3355,63	-15872,8	1882,59	16223,62575
3	lower wishbone outer ball	-6637,37	-9107,08	975,77	11269,14312
4	upper wishbone front pivot	1399,13	-3284,19	838,62	3569,799534
5	upper wishbone rear pivot	1939,91	6452,33	-1647,05	6737,641519
6	upper wishbone outer ball	3338,77	2711,49	-449,92	4301,111848
10	inner track rod ball joint	3,6	2882,59	-406,04	2882,592248
9	outer track rod ball joint	3,6	2882,59	-406,04	2882,592248
7	push rod wishbone end	0,28	456,64	-358,51	456,6400858
8	push rod rocker end	0,28	456,64	-358,51	456,6400858
15	rocker axis 1st point	-0,14	-269,03	40,12	269,0300364
16	rocker axis 2nd point	-0,14	-270,69	39,45	270,6900362
	Spring1	0	82,79	277,93	82,79

Taula 15. Forces aplicades als punts anteriors esquerres al frenar i girar

Punts anterior dreta					
		X	Y	Z	Radial
201	lower wishbone front pivot	-3293,66	-10422,76	-1357,95	10930,78781
202	lower wishbone rear pivot	-3366,79	11980,72	1402,5	12444,79516
203	lower wishbone outer ball	-6660,45	1557,96	44,55	6840,236368
204	upper wishbone front pivot	1415,25	4831,65	1234,22	5034,657316
205	upper wishbone rear pivot	1947,52	-4751,73	-1212,16	5135,345377
206	upper wishbone outer ball	3362,4	697,44	506,86	3433,970925
210	inner track rod ball joint	3,05	-2438,4	-343,47	2438,401908
209	outer track rod ball joint	3,05	-2438,4	-343,47	2438,401908
207	push rod wishbone end	0,37	-617,51	-484,8	617,5101108
208	push rod rocker end	0,37	-617,51	-484,8	617,5101108
215	rocker axis 1st point	-0,19	363,81	54,25	363,8100496
216	rocker axis 2nd point	-0,19	366,05	53,34	366,0500493
	Spring2	0	-112,09	376,28	112,09

Taula 16. Forces aplicades als punts anteriors drets al frenar i girar

	Punts posterior esquerra				
		X	Y	Z	Radial
1	lower wishbone front pivot	-925,97	-1670,57	229,98	1910,032609
2	lower wishbone rear pivot	-649,52	-5983,24	773,26	6018,391573
3	lower wishbone outer ball	-1574,11	-7497,25	1126,29	7660,716667
4	upper wishbone front pivot	423,44	931,74	-245,34	1023,445583
5	upper wishbone rear pivot	330,09	2749,05	-732,79	2768,796726
6	upper wishbone outer ball	753,52	3680,79	-978,13	3757,127548
10	inner track rod ball joint	32,58	-419,54	61,55	420,8031226
9	outer track rod ball joint	32,58	-419,54	61,55	420,8031226
7	push rod wishbone end	-1,38	-156,57	-123,05	156,5760815
8	push rod rocker end	-1,38	-156,57	-123,05	156,5760815
15	rocker axis 1st point	0,69	-29,75	65,41	29,7580006
16	rocker axis 2nd point	0,69	-24,44	57,65	24,44973824
	Spring1	0	209,24	-0,03	209,24

Taula 17. Forces aplicades als punts posteriors esquerres al frenar i girar

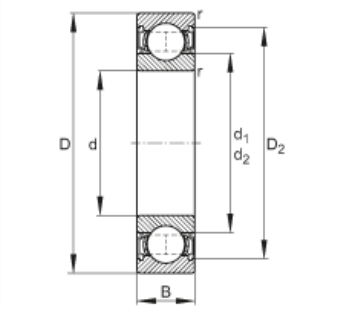
Punts posterior dreta					
		X	Y	Z	Radial
401	lower wishbone front pivot	-849,28	-1580,24	-95,83	1793,999715
402	lower wishbone rear pivot	-677,58	1094	290,58	1286,837463
403	lower wishbone outer ball	-1522,09	-1026,16	619,07	1835,691236
404	upper wishbone front pivot	387,25	687,12	187,72	788,7309154
405	upper wishbone rear pivot	331,29	-402,21	-104,46	521,0815178
406	upper wishbone outer ball	718,54	284,91	83,26	772,9640611
410	inner track rod ball joint	15,55	200,25	29,38	200,8528441
409	outer track rod ball joint	15,55	200,25	29,38	200,8528441
407	push rod wishbone end	-4,77	539,92	-424,32	539,9410702
408	push rod rocker end	-4,77	539,92	-424,32	539,9410702
415	rocker axis 1st point	2,39	102,59	225,56	102,6178357
416	rocker axis 2nd point	2,39	84,29	198,82	84,32387681
	Spring2	0	-725,26	-0,09	725,26

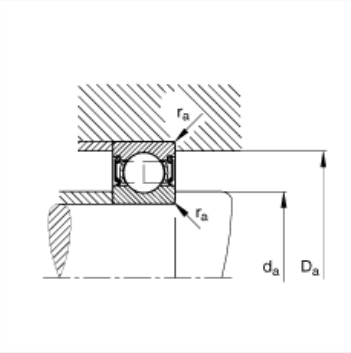
Taula 18. . Forces aplicades als punts posteriors drets al frenar i girar

Annex C. Blocs de dades dels components comercials

C1. Rodaments

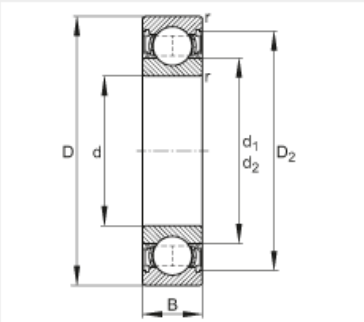
C1.1. INA FAG 61910-2RSR

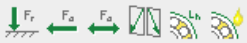


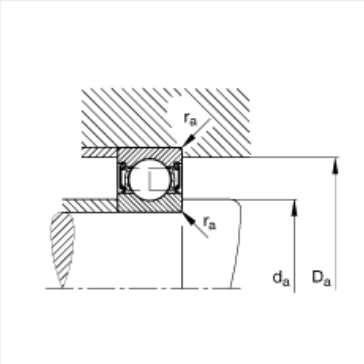


d	50 mm	
D	72 mm	
B	12 mm	
D_2	68,6 mm	
$D_{a\ max}$	68,8 mm	
d_1	56,6 mm	
$d_{a\ min}$	53,2 mm	
$r_{a\ max}$	0,6 mm	
r_{min}	0,6 mm	
m	0,13 kg	Mass
C_r	15400 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	11700 N	Basic static load rating, radial
C_{ur}	680 N	Fatigue limit load, radial
n_G	4700 1/min	Limiting speed
f_0	16,1	Calculation factor

C1.2. INA FAG 61911-2RSR

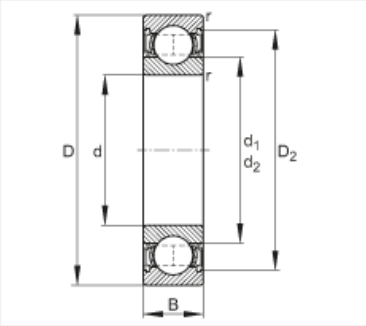


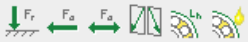


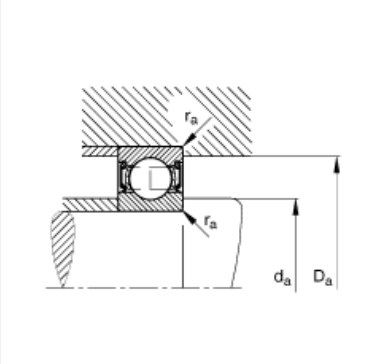


d	55 mm	
D	80 mm	
B	13 mm	
D_2	74,2 mm	
$D_{a\ max}$	75,4 mm	
d_1	62,6 mm	
$d_{a\ min}$	59,6 mm	
$r_{a\ max}$	1 mm	
r_{min}	1 mm	
m	0,18 kg	Mass
C_r	17700 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	14100 N	Basic static load rating, radial
C_{ur}	760 N	Fatigue limit load, radial
n_G	4250 1/min	Limiting speed
f_0	16,3	Calculation factor

C1.3. INA FAG 61815-2RSR-Y

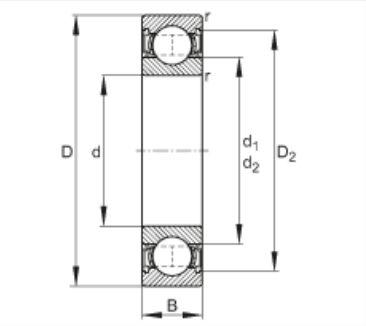


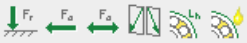


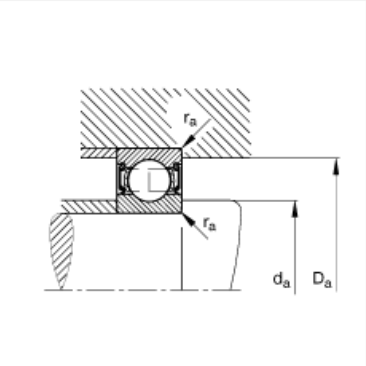


d	75 mm	
D	95 mm	
B	10 mm	
D_2	90,5 mm	
$D_{a\ max}$	91,8 mm	
d_1	81,6 mm	
$d_{a\ min}$	78,2 mm	
$r_{a\ max}$	0,6 mm	
r_{min}	0,6 mm	
m	0,15 kg	Mass
C_r	13700 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	13400 N	Basic static load rating, radial
C_{ur}	870 N	Fatigue limit load, radial
n_G	3300 1/min	Limiting speed
f_0	16,1	Calculation factor

C1.4. INA FAG 61816-2RSR-Y



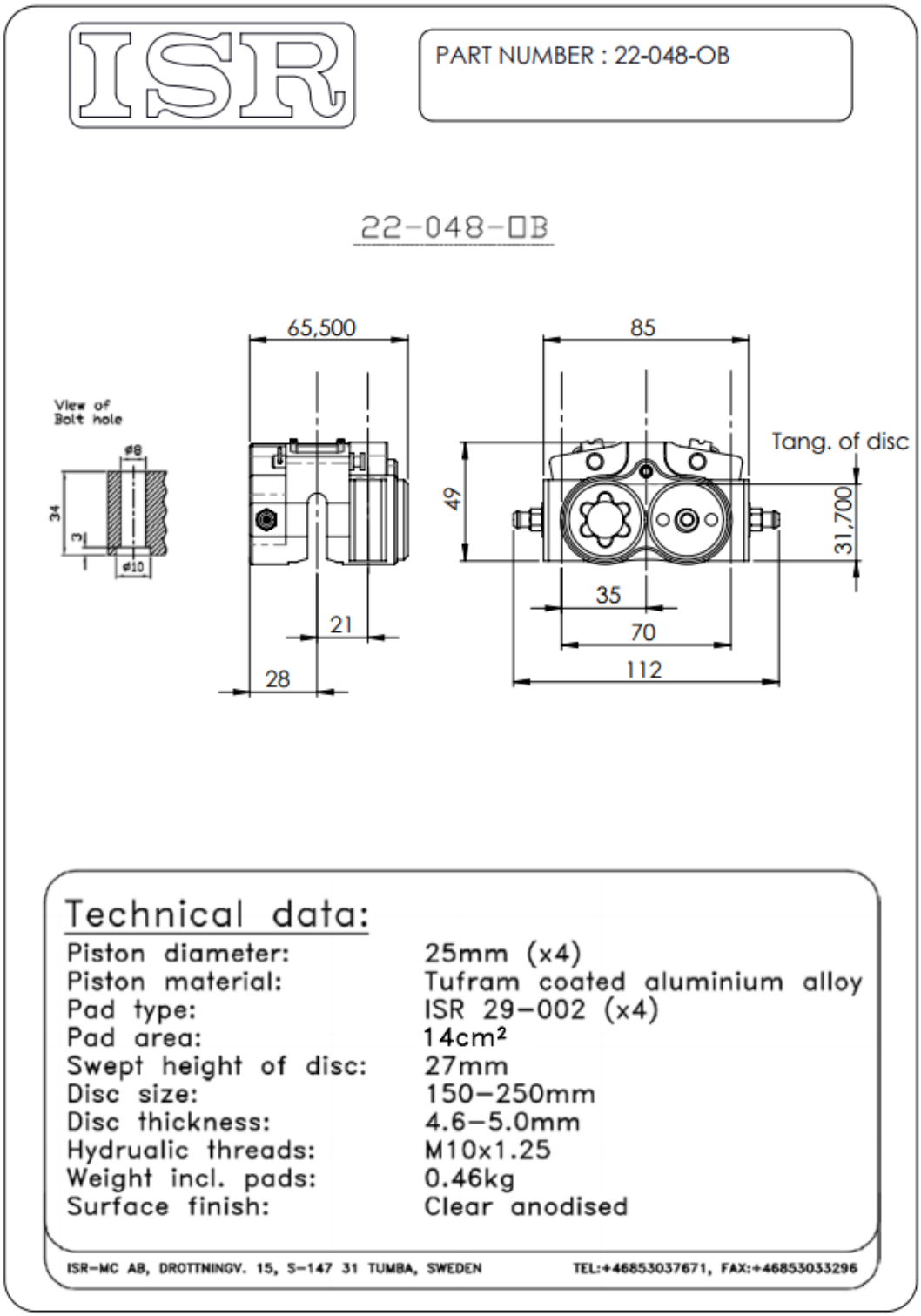




d	80 mm	
D	100 mm	
B	10 mm	
D_2	95,5 mm	
$D_{a\ max}$	96,8 mm	
d_1	86,6 mm	
$d_{a\ min}$	83,2 mm	
$r_{a\ max}$	0,6 mm	
r_{min}	0,6 mm	
m	0,17 kg	Mass
C_r	13800 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	13800 N	Basic static load rating, radial
C_{ur}	900 N	Fatigue limit load, radial
n_G	3100 1/min	Limiting speed
f_0	16	Calculation factor

C2. Pinces de fre

C2.1. ISR 22-048-OB

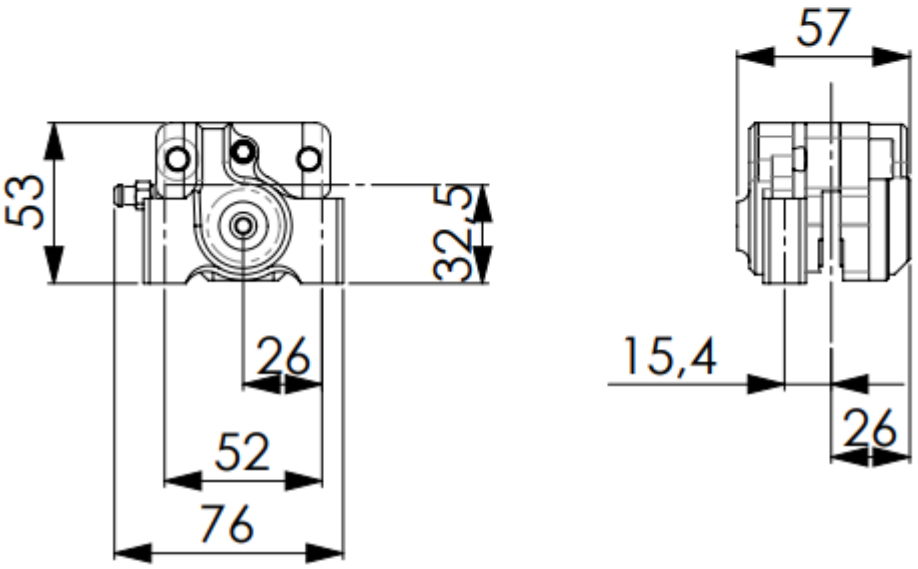


C2.2. ISR 22-049-OC/OD

ISR

PART NUMBER : 22-049-OC (RH)
22-049-OD (LH)

22-049-□C



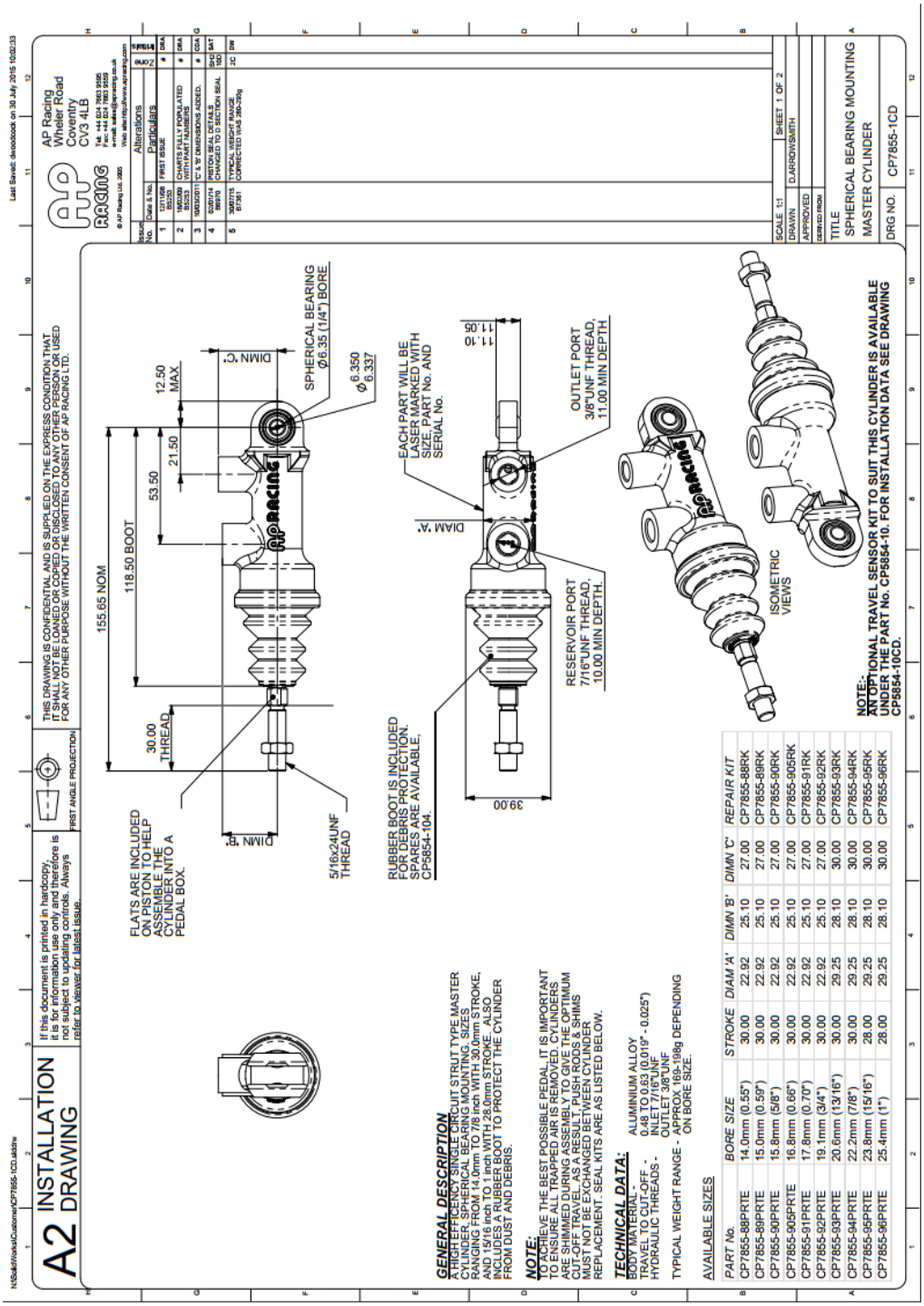
Technical data:

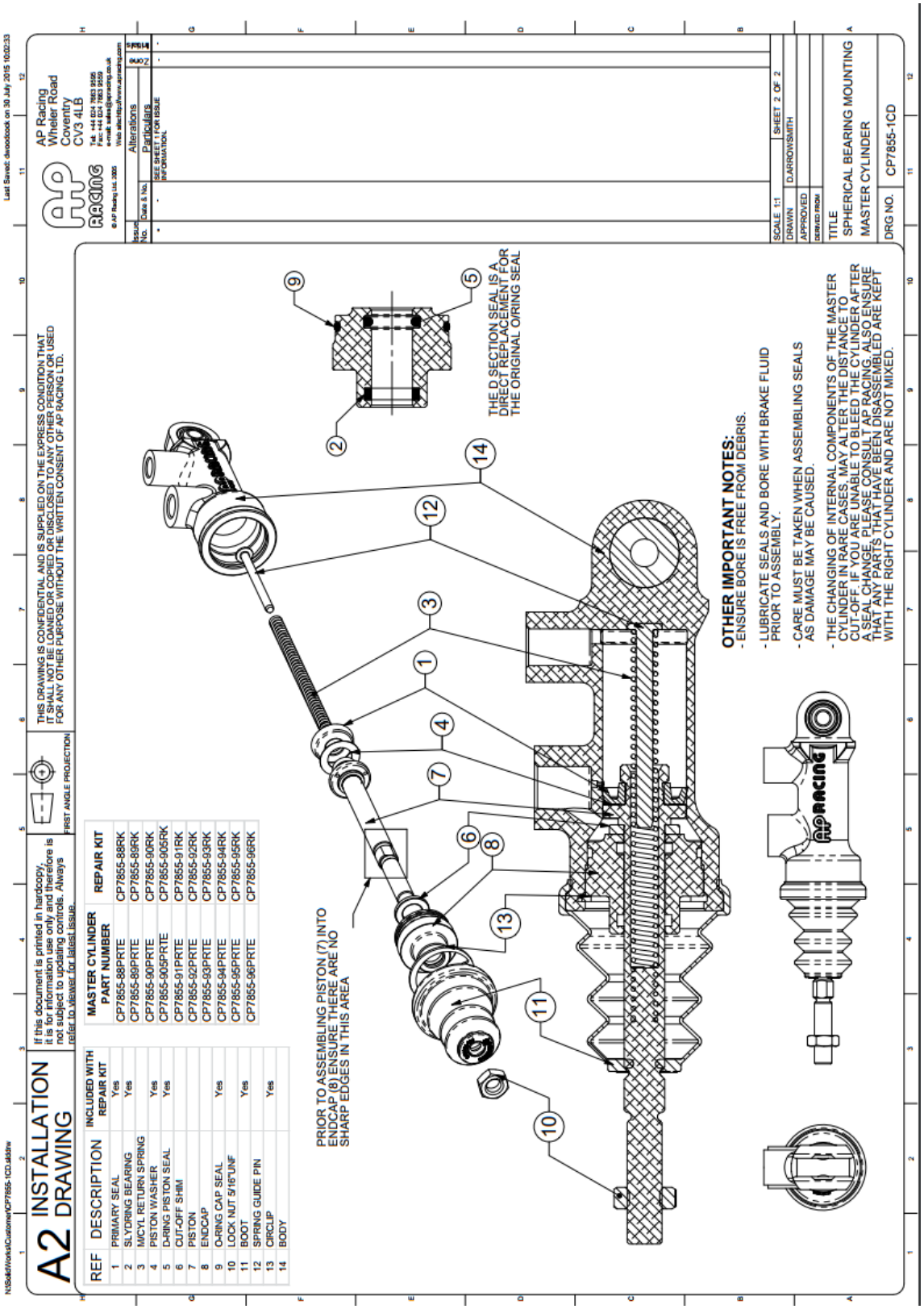
Cylinder diameter:	25mm (x2)
Piston material:	Tufram coated aluminium alloy
Pad type:	ISR 29–002 (x2)
Pad area:	7cm²
Swept height of disc	27mm
Disc size:	150–250
Disc Thickness:	4.6–5.0mm
Hydrualic thread:	M10x1.25
Weight incl. pads:	0.29kg
Surface finish:	Clear anodised

Drottningvägen 15, S–147 31 Tumba, SWEDEN TEL:+46853037671, FAX:+46853033296 www.isrbrakes.se

C3. Bombes de fre

C3.1. AP Racing 7855-91PRTE/ 7855-92PRTE




A2 INSTALLATION DRAWING
If this document is printed in hardcopy, it is for information use only and therefore is not subject to updating controls. Always refer to viewer for latest issue.
FIRST ANGLE PROJECTION
THIS DRAWING IS CONFIDENTIAL AND IS SUPPLIED ON THE EXPRESS CONDITION THAT IT SHALL NOT BE LOANED OR COPIED OR DISCLOSED TO ANY OTHER PERSON OR USED FOR ANY OTHER PURPOSE WITHOUT THE WRITTEN CONSENT OF AP RACING LTD.
AP Racing
Wheler Road
Coventry
CV3 4LB
Alterations
Issue No.
Date & No.
Particulars
SEE SHEET 1 FOR ISSUE INFORMATION.
SCALE 1:1
SHEET 2 OF 2
DRAWN
D.ARROWSMITH
APPROVED
DERIVED FROM
TITLE
SPHERICAL BEARING MOUNTING
MASTER CYLINDER
DRG NO.
CP7855-1CD
REF DESCRIPTION INCLUDED WITH REPAIR KIT
1 PRIMARY SEAL Yes
2 SLYDRING BEARING Yes
3 M/CYL RETURN SPRING
4 PISTON WASHER Yes
5 O-RING PISTON SEAL Yes
6 CUT-OFF SHIM
7 PISTON
8 ENDCAP
9 O-RING CAP SEAL Yes
10 LOCK NUT 5/16"UNF
11 BOOT Yes
12 SPRING GUIDE PIN
13 CIRCLIP Yes
14 BODY
MASTER CYLINDER PART NUMBER
REPAIR KIT
CP7855-88PRTE CP7855-88RK
CP7855-89PRTE CP7855-89RK
CP7855-90PRTE CP7855-90RK
CP7855-905PRTE CP7855-905RK
CP7855-91PRTE CP7855-91RK
CP7855-92PRTE CP7855-92RK
CP7855-93PRTE CP7855-93RK
CP7855-94PRTE CP7855-94RK
CP7855-95PRTE CP7855-95RK
CP7855-96PRTE CP7855-96RK
PRIOR TO ASSEMBLING PISTON (7) INTO ENDCAP (8) ENSURE THERE ARE NO SHARP EDGES IN THIS AREA
THE D SECTION SEAL IS A DIRECT REPLACEMENT FOR THE ORIGINAL O/RING SEAL
OTHER IMPORTANT NOTES:
- ENSURE BORE IS FREE FROM DEBRIS.
- LUBRICATE SEALS AND BORE WITH BRAKE FLUID PRIOR TO ASSEMBLY.
- CARE MUST BE TAKEN WHEN ASSEMBLING SEALS AS DAMAGE MAY BE CAUSED.
- THE CHANGING OF INTERNAL COMPONENTS OF THE MASTER CYLINDER IN RARE CASES, MAY ALTER THE DISTANCE TO CUT-OFF. IF YOU ARE UNABLE TO BLEED THE CYLINDER AFTER A SEAL CHANGE, PLEASE CONSULT AP RACING. ALSO ENSURE THAT ANY PARTS THAT HAVE BEEN DISASSEMBLED ARE KEPT WITH THE RIGHT CYLINDER AND ARE NOT MIXED.

C4. Balance bar

C4.1. Tilton 72-250

INSTALLATION INSTRUCTIONS

tilton

98-1250

Balance Bars

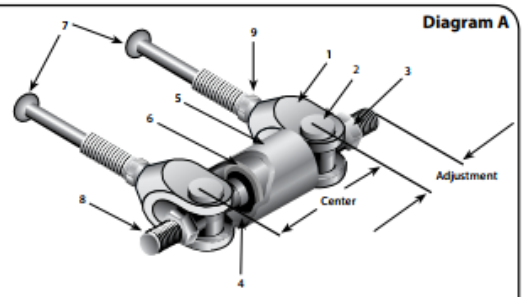
HOW IT WORKS

The balance bar takes the force you apply to the pedal and distributes it to the front and rear master cylinders. The percentage of force that goes to each master cylinder depends on the balance bar adjustment position. If the center spherical joint (located in the tube) is positioned exactly in the center of the two master cylinder pushrod clevises, then each master cylinder sees the same amount of pushrod force. Rotating the threaded adjusting shaft moves the spherical joint relative to the two clevises. For example, if you turn the shaft and the spherical joint moves closer to the left clevis, then the left clevis will see more of the force from the pedal than the right clevis.

A common misconception is that changing the length of the master cylinder pushrod will alter how much force each master cylinder sees, or that it will decide which master cylinder builds pressure first. This is not true. Both master cylinders will start to build pressure at the same time and the balance bar adjustment position will decide how much force is distributed to each master cylinder.

There are three areas of which you must pay particular attention in the installation of the balance bar. First, the assembly must not bind-up or bottom-out in any manner. Its ability to pivot freely is what allows it to function. Secondly, we are concerned with the balance bar's position with the pedal depressed every bit as much as we are with the pedal in its relaxed position. **Diagram B** shows the correct setup with the pedal depressed and **Diagram C** shows the wrong setup with the pedal depressed. Third, make sure there is enough firewall clearance to allow at least 1" of stroke for all master cylinders.

Diagram A



1. Clevis
2. Barrel Nuts
3. Jam Nuts
4. Retaining Ring Clips
5. Pivot Sleeve
6. Spherical Bearing
7. Pushrod
8. Adjusting Shaft
9. Jam Nuts (Pushrod)

B. INSTALLATION

(Proceed to Step #6 if you are not fabricating a pedal)

1. Drill a hole in the existing pedal to the diameter listed in **Chart 1**, based on Pivot Sleeve diameter (Item 5 in **Diagram A**) and balance bar part number. This should be in-line with the horizontal centerline of the existing master cylinder. Master cylinder center-to-center distance should not vary more than .100" from the balance bar's center- to-center distance, as this would result in premature master cylinder failure.
2. Before welding the pivot sleeve, remove the pivot sleeve from the balance bar assembly.
3. Position the pivot sleeve in the pedal and weld into place.
4. After welding is complete, slide the adjusting shaft (Item 8 in **Diagram A**) through the pivot sleeve and make sure that the spherical bearing slides freely from side-to-side without binding in the pivot sleeve.
5. If the bearing binds in the sleeve, the sleeve may have shrunk or gone out of round during the welding process. If so, bore the pivot sleeve to **1.007"** (P/N 72-250) **or 1.002"** (P/N 72-260).
6. Remove one clevis/barrel nut, then insert the adjusting shaft through the pivot sleeve towards the outside of the pedal.

Chart 1

Part Number	Threaded Diameter	Clevis-to-Clevis Center Distance	Drill Diameter
72-250	3/8"	2.50"	1 3/16"
72-260	7/16"	2.63"	1 3/16"

7. Screw the clevis/barrel nut back onto the adjusting shaft with the flat counter-bore of the barrel nut facing outward. Screw the jam nut onto the adjusting shaft with the shaft of the jam nut toward the barrel nut. The jam nut shaft must seat between the two sides of the clevis and fit into the flat counter-bore of the barrel nut.

Note: A jam nut is not required when a Remote Brake Bias Adjuster is used.

C. ADJUSTMENT AND OPERATION

When running on pavement, you want the front tires to lock-up with slightly less pedal pressure than the rears. This will help to keep the car stable and prevent it from going into a spin.

1. Loosen both of the jam nuts on the adjusting shaft (Item 3 in **Diagram A**).
2. Turn the adjusting shaft (Item 8 in **Diagram A**) so that it advances the spherical bearing closer to the selected master cylinder, increasing the braking force produced by that master cylinder (**Chart 2**). The balance bar must be adjusted with the pedal in the relaxed position (**Diagram D**).
3. The balance bar has a large adjustment range. However, if you find that what you need is outside of the adjustment range, you will need to make a master cylinder bore size change. There are three possible changes that can be made (See below). All changes will allow the spherical joint to move back towards the center position.
   a) Decrease the bore size of the master cylinder closest to the spherical joint by 1/8". This will decrease the amount of pedal force required from the foot and increase the amount of pedal travel.
   b) Increase the bore size of the master cylinder farthest from the spherical joint by 1/8". This will increase the amount of pedal force required by the foot and decrease the amount of pedal travel.
   c) Increase the bore size of the master cylinder farthest from the spherical joint by 1/16". Decrease the other master cylinder bore size by 1/16". This will maintain the amount of force or pedal travel.
4. When satisfied with the adjustment bar location and force distribution, tighten the jam nut (Item 3 in **Diagram A**). *A jam nut is not required when a Remote Brake Bias Adjuster is used.*

Chart 2

Force Distribution (2.5" Clevis Center-to-Center)		
Spherical Joint Position	**Left Clevis**	**Right Clevis**
3/8" left-of-center	65%	35%
1/4" left-of-center	60%	40%
1/8" left-of-center	55%	45%
Centered	50%	50%
1/8" right-of-center	45%	55%
1/4" right-of-center	40%	60%
3/8" right-of-center	35%	65%

Diagram B
Pedal Depressed
(Correct)

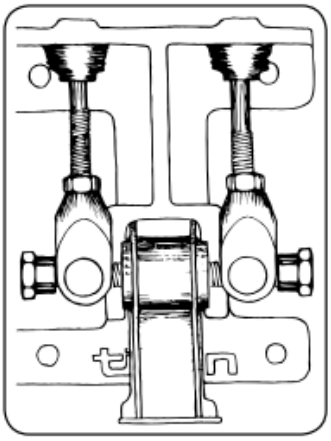


Diagram C
Pedal Depressed
(Incorrect)

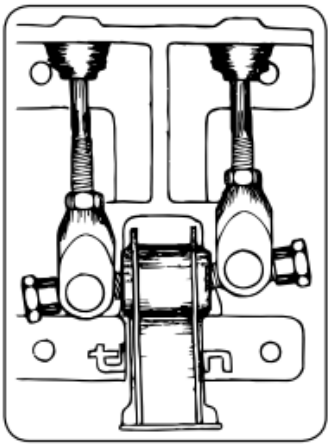
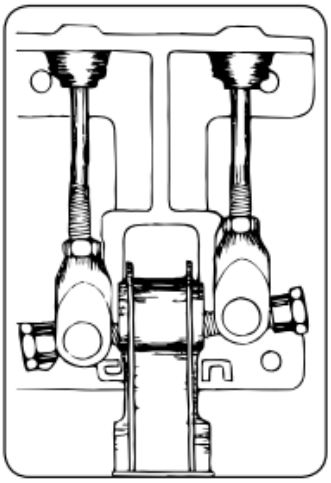


Diagram D
Pedal Relaxed
(Correct)



Tilton Engineering, Inc. 25 Easy Street • PO Box 1787 • Buellton, CA 93427 • www.tiltonracing.com

C4. Líquid hidràulic per frens

C4.1. Motul RBF600

MOTUL

Racing Brake Fluid 600 Factory Line

100% Synthetic Fluid – DOT 4
Very high boiling point : 312°C / 594°F

For hydraulic actuated brake and clutch systems

TYPE OF USE

All types of hydraulic actuated brake and clutch systems requiring a non-silicone synthetic fluid.
Specially designed to resist to high temperature of racing actuated brake (steel or carbon) and clutch systems.
Exceeds DOT 5.1 and DOT 3 standards also, except for viscosity at -40°C (-40°F).

PERFORMANCE

STANDARDS : FMVSS 116 DOT 4 / SAE J 1703 / ISO 4925

Extreme thermal resistance and stability :
The very high boiling point (312°C / 594°F), superior to conventional DOT 5.1 non silicone base / DOT 5 silicone base fluids (260°C / 500°F mini) and DOT 4 (230°C / 446°F mini) enables an effective brake even under extreme conditions.

Efficient when rainy :
The very high wet boiling point (204°C / 399°F) superior to conventional DOT 5.1 non-silicone base fluid (180°C / 356°F mini) and DOT 4 (155°C / 311°F mini) enables to keep an efficient brake system when rainy. Indeed, DOT 3, DOT 4 and DOT 5.1 brake fluids have the property to absorb humidity in the air, which reduces their boiling points and increases the risk to get to "vapor lock" phenomena.
The wet boiling point is measured by humidifying the product with about 3.5 % of water.

RECOMMENDATIONS

Avoid mixing with polyglycols based brake fluid with lower performances.
Do not mix with silicone (DOT 5 silicone base) or mineral base fluids (LHM).
Store brake fluid in its original container, tightly closed to prevent absorption of moisture.
Aggressive chemical product if contact with hands, paint or varnish.
If skin contact, rinse thoroughly with water.

PROPERTIES

100% synthetic fluid, polyglycol bases.

Color	Amber
Dry boiling point	312 °C / 594 °F
Wet boiling point	204 °C / 399 °F
Viscosity at -40°C (-40°F)	1750 mm²/s
Viscosity at 100°C (212°F)	2.5 mm²/s

We retain the right to modify the general characteristics of our products in order to offer to our customers the latest technical development.
Product specifications are not definitive from the order which is subject to our general conditions of sale and warranty. – Made in France
MOTUL . 119 Bd Félix Faure - 93303 AUBERVILLIERS CEDEX - BP 94 - Tel 33 1 48 11 70 00 - FAX 33 1 48 33 28 79 . Web Site: www.motul.fr 10/15

MOTUL RBF 600 Factory Line

TEST	Unit	Specification limits DOT 3	DOT 4	DOT 5.1	RFB 600
Dry boiling point	°C	>205	>230	>260	312 (594°F)
Wet boiling point	°C	>140	>155	>180	204 (399°F)
Viscosity at -40°C (-40°F)	mm²/s	<1500	<1800	<900	1750
Viscosity at 100°C (212 °F)	mm²/s		>1.5		2.5
pH		7-11.5	7.4		
Effect on rubber SBR (Styrene-butadiene)					
Volume change at 70°C (70 hours)	mm		0.15-1.4		0.76
Softening (IRHD)			10 max		4.0
Disintegration			no		no
Volume change at 120°C (70 hours)	mm		0.15-1.4		1.05
Softening (IRHD)			15 max		7
Disintegration			no		no
Evaporation					
Loss at 100°C	weight %		80% max		50
Fluidity and appearance at low temperature					
Appearance at -40°C			clear		OK
Flow time	s		10 max		OK
Appearance at -50°C			clear		OK
Flow time	s		35 max		OK
Water tolerance					
Appearance at -40°C			clear		OK
Flow time	s		10 max		OK
Appearance at +60°C			clear		OK
Sedimentation	%		0.15 max		OK
Anti-corrosion properties : Weight variation					
Tinned iron	mg/cm2		0.2 max		0.01
Steel	mg/cm2		0.2 max		0.02
Aluminium	mg/cm2		0.1 max		0.03
Cast	mg/cm2		0.2 max		0.05
Tin	mg/cm2		0.4 max		0.09
Copper	mg/cm2		0.4 max		0.04

We retain the right to modify the general characteristics of our products in order to offer to our customers the latest technical development.

Product specifications are not definitive from the order which is subject to our general conditions of sale and warranty. – Made in France

MOTUL . 119 Bd Félix Faure - 93303 AUBERVILLIERS CEDEX - BP 94 - Tel 33 1 48 11 70 00 - FAX 33 1 48 33 28 79 . Web Site: www.motul.fr **10/15**

C5. Característiques dels materials emprats

C5.1. Alumini 7075-T6

balumer

ALUMINIO BLM7075

Los Aluminios de la serie 7000 presentan una alta cantidad de Zinc en su aleación, como elemento principal. Esto los hace duros, y con una mejor resistencia a la fatiga que otros metales. Son fáciles de mecanizar, pero no son soldables, y presentan una menor resistencia a la corrosión que otras aleaciones.

Se utiliza en aplicaciones para el transporte, la náutica, el automovilismo, la aviación o en la fabricación de fuselajes para ala delta o en la industria de la bicicleta, gracias a su elevado ratio de resistencia-densidad.

También gracias a su dureza, alta densidad, propiedades térmicas y la posibilidad de ser pulido, el aluminio 7075 también es ampliamente utilizado en la fabricación de moldes.

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros	Al
Mínimo			1.20		2.10	0.18	5.10			
Máximo	0.40	0.50	2.00	0.30	2.90	0.28	6.10	0.20	0.15	Resto

PROPIEDADES FÍSICAS

Módulo elástico	72.000	N/mm^2
Peso específico	2,80	gms/cm^3
Temperatura de fusión	475-630	ºC
Coeficiente de dilatación lineal	23´5	(0º-100º) 10^{-6}/ºC
Conductividad térmica (T6)	130	W/m ºC
Resistencia eléctrica (T6)	5´2	µΩcm.
Conductividad Eléctrica	34	% IACS
Potencial de disolución	0´81	V

PROPIEDADES MECÁNICAS

T0			T6		
Carga de rotura	280	Rm N/mm^2	Carga de rotura	540	Rm N/mm2
Límite elástico	150	Rp 0,2 N/mm^2	Límite elástico	480	Rp 0,2 N/mm2
Alargamiento	10	5,65 V So	Alargamiento	11	5,65 V So
Resistencia a la Cizalladura	-	N/ mm^2	Resistencia a la Cizalladura	330	N/ mm2
Dureza Brinell	-	HB	Dureza Brinell	145	HB
Vickers	-		Vickers	157	

balumer

PROPIEDADES TECNOLÓGICAS

SOLDADURA		EMBUTICIÓN	
A la llama	Buena	Por expansión	
Al Arco bajo gas argón	Mala	En estado: 0	Mala
Por resistencia eléctrica	Buena	Embutición profunda	
Braseado	Regular	En estado 0	Mala
MECANIZACIÓN		ANODIZADO	
Fragmentación de la viruta		De protección	Buena
En estado 0	Buena	Decorativo	Regular
En estado T6	Buena	Anodizado duro	Muy Buena
Brillo de superficie		REPUJADO	
En estado 0	Buena	En estado: 0	
En estado T6	Buena		
COMPORTAMIENTO NATURAL			
Ambiente rural	Regular		
Ambiente industrial	Regular		
Ambiente marino	Mala		
En agua de mar	Mala		

EQUIVALENCIAS INTERNACIONALES

EEUU	7075
ESPAÑA	L-3710
UNE	38371
FRANCIA - AFNOR	A-Z5 GU
ALEMANIA	AlZnMgCu1,5
DIN (1712-1725)	3.4365
GB	L160
ITALIA – UNI	3735
SUIZA	Perunal
CANADÁ	75 S

C5.2. Acer PKT-117

ROVALMA,S.A.
ACEROS PARA HERRAMIENTAS Y SUPERALEACIONES.
C.I Apol.lo, 51 -Pol. Ind. "Can Parellada"
08228 TERRASSA (BARCELONA) SPAIN
E-Mail: tecnica@rovalma.com
Telf: +34 - 937 362 380 (*)
Fax: +34 - 937 855 453
Web: www.rovalma.com

PKT - 117

Acero de trabajo en caliente pre-tratado hasta 1500 MPa.

Composición (% en peso):

C	Si	Mn	Cr	Mo	V	P	S	Ni	Otros
0.50 ▪ 0.60	0.10 ▪ 0.40	0.65 ▪ 0.95	1.00 ▪ 1.20	0.45 ▪ 0.55	0.07 - 1.12	0.030 max	0.12 max	1.50 - 1.80	0.8

Características:

Acero clásico de herramientas para trabajo en caliente aleado al Ni, Cr, Mo, con buena tenacidad respecto a dureza y muy alta resistencia a la compresión. Posee una marcada resistencia al desgaste a alta temperatura (ver Figura 1) así como al revenido (ver Figura 2), y un elevado coeficiente de conductividad térmica. Especialmente apto para nitrurar en sales, puede también nitrurarse en gas, sulfunizarse o carbo-sulfo-nitrurarse. Se alcanza una microdureza superficial después de nitrurado superior a 800 Hv.

El PKT-117 contiene aditivos que le confieren buena mecanibilidad en estado templado y revenido a durezas del orden de 390-440 HB, siendo ésta la dureza estándar de suministro en estado pre-tratado.

Aplicaciones:

El PKT - 117 está especialmente recomendado para la fabricación de moldes de inyección de termoplásticos, termoestables y aleaciones base Zinc (improntas, boquillas, machos...). También es apto para la inyección de Aluminio en ciertas condiciones (caso de grandes dimensiones de molde y tiradas no excesivamente largas). Muy adecuado para la construcción de "correderas", mejor nitrurado (la capa nitrurada en el PKT-117 es especialmente compacta). La mejor solución para moldes grandes, a durezas de 150 Kp/mm^2., placas porta insertos, sufrideras, guías, pisadores, columnas y casquillos para matrices. Camisas para zunchar en caliente núcleos de metal duro, WOV-555, "Stellite" o aceros a mayor dureza (Hay que rectificar la cara exterior del nucleo y la interior de la camisa de PKT-117. El encamisado hay que realizarlo calentando el zuncho a 380 ºC. La interferencia debe ser del 4.5 ‰ si se entra con prensa y del 4 ‰ si se entra a mano o con martillo). Matrices para desbarbar en caliente y frío, matrices de corte para plata, alpaca y aleaciones blandas. Punzones y matrices de embutición (en estado sulfonizado). Estampas de forja, mandriles, empujadores y portamatrices de extrusión. Cuchillas de cizalla y plegadora.

Engranajes, ejes, bulones, husillos y tornillos sin fin de alta severidad. Cualquier elemento mecánico que requiera la resistencia mecánica o límite elástico que presenta el PKT - 117 (ver Tabla I).

Conformación en caliente:

Calentar lentamente y a penetración total hasta 1.050 ºC, forjar a máximo 60mm. por pasada, y recalentar cuando se alcancen los 800 ºC.

Recocido de reblandecimiento:

Calentar lentamente hasta el núcleo a 720 - 740 ºC, mantener de 2 a 4 horas y enfriar a máximo 25 ºC/h. hasta los 650 ºC. a partir de esta temperatura se puede seguir con enfriamiento al aire. Las piezas correctamente recocidas, tendrán una dureza máxima de 249 HB.

Estabilizado para eliminar tensiones:

Cuando las herramientas han sufrido un severo mecanizado, con fuertes tensiones de trabajo y pérdida de equilibrio por un importante corte de fibras, es conveniente, someterlas a un estabilizado para eliminar tensiones durante la fase de desbaste. Calentar lentamente a penetración total a 520-550 ºC, mantener 2-4 h. y enfriar lentamente en el horno.

Temple y revenido:

Para templar, precalentar a 500 ºC, austenizar a 840-870 ºC. y enfriar en aceite o baño a 180-200 ºC. El tiempo de permanencia a temperatura de austenización se fijará según tamaño y geometría de la herramienta, mínimo 15 minutos más un tiempo adicional de 1 minuto por cada 2 mm. de espesor (ver Figura 3).

Inmediatamente después del temple y mientras la pieza está ligeramente caliente (50 ºC. aprox.), empezar el ciclo de revenido, según gráfico (ver Figura 1), manteniendo a temperatura 2,5 minutos por mm. de espesor, mínimo 1 h. En cuanto la pieza esté totalmente fría, para conseguir las óptimas cualidades, es imprescindible un segundo revenido.

***PKT - 117;* Hoja 2 de 4.**

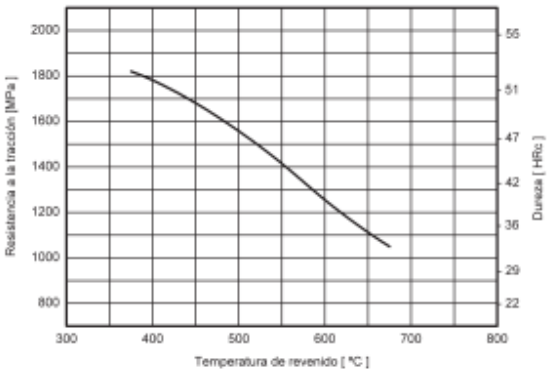


Figura 1.- ***Gráfico de Revenido. Austenizado a 860 °C. Probeta de 25x25x25 mm.***

Precauciones en la electroerosión:

En los trabajos de electroerosión, especialmente cuando existen problemas para una limpieza correcta, puede ocurrir que la superficie erosionada no quede totalmente uniforme, debido a la mayor resistividad eléctrica y más bajo punto de fusión de algunos componentes aditivos para mejorar la mecanibilidad. En el caso de que esta superficie deba quedar como grabado final, es aconsejable orientar las fibras del acero, perpendiculares a la mencionada superficie.

Mecanización:

En las operaciones de desbaste, para: tornear, fresar y taladrar, es imprescindible un avance mínimo de 0,2mm. por diente y revolución, refrigerar en continuo, y sacar la viruta blanca. En la tabla II se presentan los parámetros recomendados para las distintas operaciones de mecanizado por arranque de viruta del PKT-117.

Los taladros para roscar y escariar, es aconsejable hacerlos con broca de afilado excéntrico, a fin de no pulir las paredes del agujero.

Para escariar, debe hacerse el agujero suficientemente pequeño para que en ningún momento coincida el labio del escariador con la superficie dejada por la broca.

En el roscado a mano, no debe romperse virutas girando el macho hacia atrás, también debe evitarse el avance a sacudidas, por consiguiente, es conveniente roscar siempre hacia adelante y con velocidad uniforme.

Notas Generales:

Recordamos a los usuarios de PKT-117 para moldes de inyectar que para eliminar totalmente la zona descarburada, es necesario rebajar 5% del espesor de la placa en la zona de cierre.

Recordamos también que en la mecanización por fresas de control numérico, no se producen zonas brillantes en las esquinas interiores, por lo que en estos casos, la mecanización no es más costosa que en aceros bonificados a durezas muy inferiores.

PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS								
Temperatura de ensayo [ºK]		**293**	**373**	**573**	**773**	**873**	**Otro**	**Unidades**
Constantes físicas.								
Dilatación térmica lineal			11	12.7	14.0	14.1		$x10^{-6}\cdot K^{-1}$
Conductividad calorífica		37			38.1	37.2		$W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}$
Calor específico		420			545	580		$J\cdot Kg^{-1}\cdot K^{-1}$
Temperatura de transición alfa-gamma	Ac_1						998	K
	Ac_3						1038	K
Densidad		7.82			7.66	7.61		$x10^{3}\cdot Kg\cdot m^{-3}$
Resistividad eléctrica		31			71	84		$x10^{-8}\cdot\Omega\cdot m$
Módulo de elasticidad a tracción		214			175	165		$x10^{3}\cdot MPa$
Propiedades Mecánicas.								
Resistencia a tracción	(46.5 HRc)	1505	1490	1300	830	460		MPa
Límite elástico 2%	(46.5 HRc)	1305	1290	1110	635	300		MPa
Alargamiento en 50mm.	(46.5 HRc)	16	15.5	14.5	27.5	43		%
Reducción de área	(46.5 HRc)	34	33.8	35	53	81.5		%
Resiliencia Charpy - V	(45.5 HRc)	19						J
Charpy Unnotched [7x10x55]	(45.5 HRc)	210						J
Resistencia al desgaste	(45.5 HRc)	68						Coeficiente ROVALMA-2

***PKT - 117;* Hoja 3 de 4.**

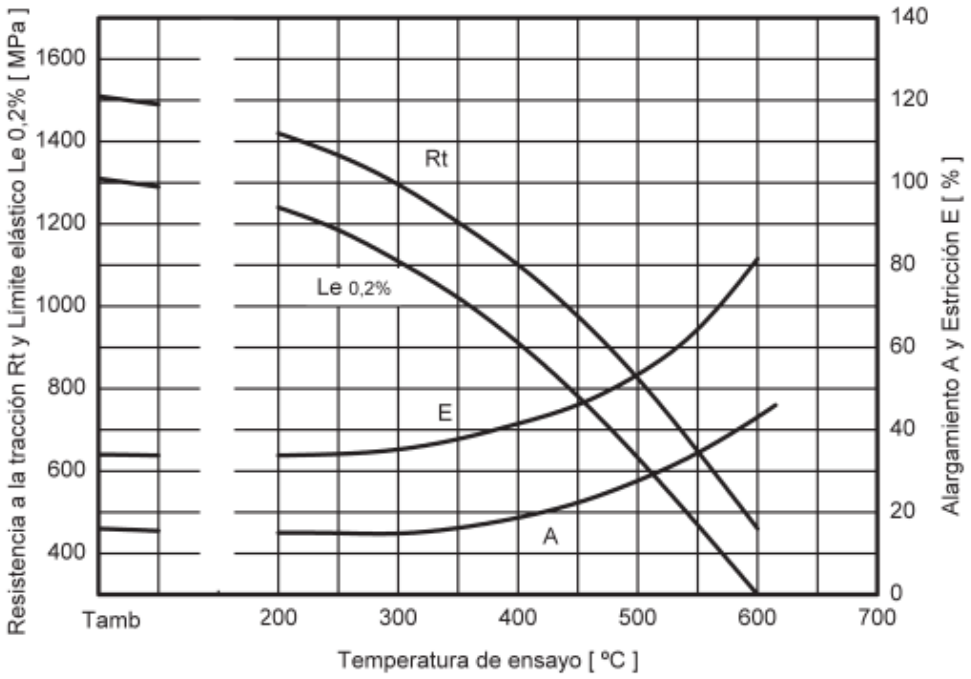


Figura 2.- ***Diagrama de propiedades mecánicas a alta temperatura.***

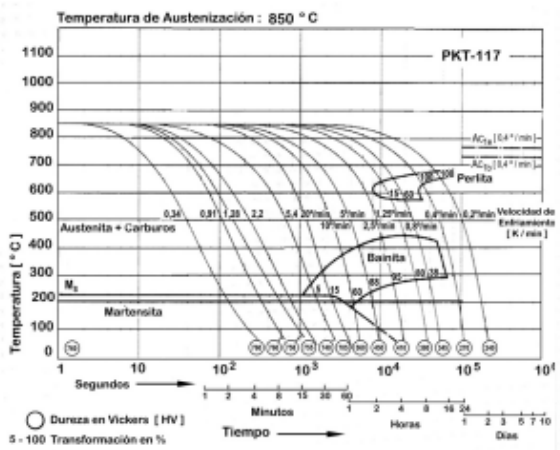


Figura 3.- Gráfico ***CCT.***

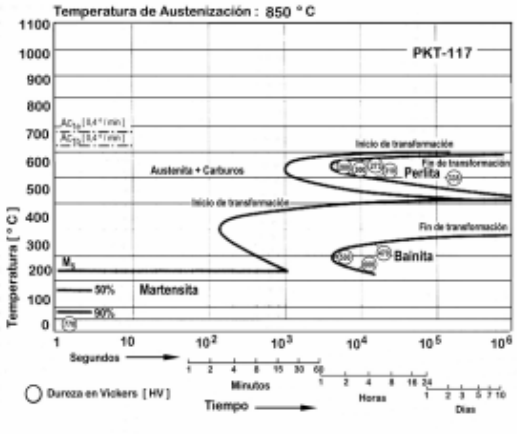


Figura 4.- Gráfico ***TTT.***

PKT - 117; Hoja 4 de 4.

Parámetros para el mecanizado del PKT-117 templado y doble revenido a 1500 MPa

Torneado

Material de la herramienta	Profundidad de corte (pasada) [mm]	Velocidad de corte [m / minuto]	Avance [mm/revolución]	Refri-gerante
CW - M 20	0,4 - 5	82 - 104	0,2 - 0,5	(1)
Acero rápido M 42	0,2 - 4	18 - 26	0,2 - 0,3	(1)

Fresado Helicoidal

Material de la herramienta	Profundidad de corte (pasada) [mm]	Velocidad de corte [m / minuto]	Avance [mm/diente]	Refri-gerante
CW - M 30	0,2 - 5	78 - 86	0,1 - 0,33	(1)
Acero rápido M 42	0,1 - 5	22 - 30	0,1 - 0,25	(1)

Fresado con plato de pastillas

CW - M 20	0,2 - 5	80 - 90	0,2 - 0,5	(1)
CW recubierto, TiN	0,2 - 5	90 - 100	0,2 - 0,5	(1)

Taladro

Material de la herramienta	Diámetro del agujero en mm.						Velocidad de corte	Refri-gerante
	2,5	5	10	15	20	más		
	Avance [mm / revolución]						[m / minuto]	
Acero rápido M 42	0,12	0,18	0,25	0,33	0,40	0,4 - 0,6	15 - 22	(1)
Acero rápido M 2	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,4 - 0,6	10 - 16	(1)

Escariado

CW - M 20	0,08	0,15	0,20	0,25	0,30	0,4 - 0,6	30 - 40	(2)
Acero rápido M 42	0,08	0,13	0,20	0,23	0,30	0,4 - 0,6	15 - 20	(2)

Serrado

Material de la herramienta	Velocidad de corte [m / minuto]	Avance [mm/diente]	Ángulo de corte	Refri-gerante
CW	30	0,1	5 ° +	(1)
Acero rápido M 42	22	0,1	10 ° +	(1)
Acero rápido M 2	18	0,08	10 ° +	(1)

Roscado

Acero rápido M 2	4 - 6			(3)

(1) - Emulsión taladrina sintética al 10% (2) - Aceite de corte para trabajos pesados (3) - Aceite de corte para trabajos pesados con disulfuro de Molibdeno

Puede encontrar la última actualización de esta hoja técnica, y de los demás productos, en nuestra página World Wide Web.

Los datos que se dan en esta hoja, son a título general informativo y Rovalma, S.A. no se responsabiliza de interpretaciones particulares que puedan hacerse de los mismos.